

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

А.В. Щегляев

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

Библия
турбинистов Книга 1

Для студентов вузов



А.В. Щегляев

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

Библия
турбинистов Книга 2

Для студентов вузов



А.В. Щегляев

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

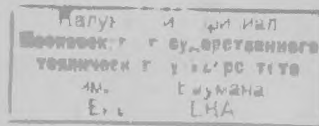
ТЕОРИЯ ТЕПЛОВОГО ПРОЦЕССА
И КОНСТРУКЦИИ ТУРБИН

6-е издание, переработанное, дополненное
и подготовленное к печати
проф. Б.М. ТРОЯНОВСКИМ

Рекомендовано Комитетом по высшей школе
Министерства науки, высшей школы и тех-
нической политики Российской Федерации
в качестве учебника для студентов энерго-
машиностроительных и теплоэнергетических
специальностей высших учебных заведений

В двух книгах

Книга 1



МОСКВА ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1993

КОНТРОЛЬНЫЙ ЛИСТ
СРОКОВ ВОЗВРАТА
КНИГА ДОЛЖНА БЫТЬ
ВОЗВРАЩЕНА НЕ ПОЗДНЕЕ
УКАЗАННОГО ЗДЕСЬ СРОКА

Колич. пред. выдач

470/94

АППО 5610 — 15 800 000

ББК 31.363
Щ 33
УДК 621.165 (075.8)

Рецензент Киевский политехнический институт

Щ 33 Щегляев А. В.
Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин: Учеб. для вузов. В 2 кн. Кн. 1.— 6-е изд., перераб., доп. и подгот. к печати Б. М. Трояновским.— М.: Энергоатомиздат, 1993.— 384 с.: ил.

ISBN 5-283-00197-0

Описаны теория теплового процесса и конструкции энергетических паровых турбин для электростанций, работающих на органическом и ядерном топливе, рассмотрены переменные режимы работы, методы расчета (с примерами), проектирование турбин и их элементов. 5-е издание вышло в 1976 г.

Для студентов энергомашиностроительных и теплоэнергетических специальностей вузов.

2203050000-027
Щ 051 (01)-93

ББК 31.363

ISBN 5-283-00197-0 (Кн. 1)
ISBN 5-283-00261-6

© Энергия, 1976
© Автор, 1993



Андрей Владимирович Щегляев

доктор техн. наук,
член-корр. Российской академии наук,
профессор Московского энергетического института
(1902—1970)

ПРЕДИСЛОВИЕ К 6-МУ ИЗДАНИЮ

Четвертое издание учебника А. В. Щегляева «Паровые турбины» вышло в 1967 г. Влияние этой книги на подготовку инженерных кадров для нашей энергетики и энергомашиностроения исключительно велико. Тысячи студентов изучали и изучают паровые турбины по этому учебнику, им широко пользуются работники конструкторских бюро и исследовательских отделов турбинных заводов, электростанций, палаточных организаций. Учебник стал настольной книгой для каждого, в той или иной степени занимающегося паровыми турбинами.

Особенность книг А. В. Щегляева — глубоко и методически продуманная система изложения материала, базирующаяся на многолетнем педагогическом опыте автора, среди учеников которого имеются ведущие работники нашей промышленности и науки. Важнейшим достоинством книги является изложение материала в свете задач современной энергетики и энергомашиностроения, с которыми автор был тесно связан и на развитие которых он оказывал существенное влияние.

Каждое издание книги в значительной мере перерабатывалось А. В. Щегляевым, при этом вносились изменения соответственно новым задачам, стоящим перед турбостроением, учитывались последние разработки турбинных заводов и научных организаций. Большую помощь в работе над книгой, особенно при подготовке 3-го и 4-го изданий, ему оказывали преподаватели кафедры паровых и газовых турбин МЭИ, которой он руководил 35 лет. Коллектив кафедры своими успехами в первую очередь обязан Андрею Владимировичу, создавшему в МЭИ научно-педагогическую школу турбинистов.

В 1969 г. А. В. Щегляев начал готовить новое издание учебника, обсуждая с сотрудниками кафедры изменения и до-

полнения, стремясь в первую очередь расширить материал, связанный с развитием атомной энергетики, повышением требований по переменному режиму и маневренности турбин, исследованиями в области аэродинамики проточных частей. Опыт преподавания, обновление учебных планов вузов требовали также некоторой методической переработки ряда разделов.

Осуществить свои намерения Андрей Владимирович не успел.

Кафедра паровых и газовых турбин МЭИ поручила мне подготовить последующие издания учебника в соответствии с намерениями А. В. Щегляева.

В пятое издание, вышедшее в 1976 г., были внесены добавления и изменения, связанные с развитием атомной энергетики, новыми разработками турбин, последними исследованиями процессов преобразования энергии в турбинных ступенях. Были заново рассчитаны примеры Переработке, главным образом методической, подверглись многие главы.

Пятое издание широко использовалось как в учебном процессе вузов, так и в инженерной практике и многое из него заимствовано авторами ряда книг, вышедших позже, в частности книг, предназначенных для студентов и написанных преподавателями МЭИ [33, 48]. Пятое издание используется в учебном процессе в технических университетах некоторых стран — Венгрии, Чехо-Словакии, Японии, Кубы, Перу — и переведено на японский, испанский, чешский, венгерский и грузинский языки.

Настоящее, шестое издание подверглось дальнейшей доработке и частично новой переработке: ведь со времени выхода пятого издания прошло более десяти лет. Однако общий стиль, методика изложения в основном сохранились такими же, как и в предыдущих изданиях. Рассматриваются появившиеся недавно типы и модификации турбин разного назначения. Изменилось изложение некоторых вопросов расчета и проектирования турбин.

Определенный отпечаток на ряд глав наложило использование ЭВМ при расчете, оптимизации, автоматизированном проектировании турбин и их элементов. В то же время очевидно, что учебник не может быть насыщен большим числом программ для использования на ЭВМ, особенно сложных, относящихся к расчету тепловых схем, так называемому пространственному расчету проточной части, переменным и переходным режимам и т. д. В нескольких параграфах

рассматривается подход к оптимизации турбинных ступеней и проточной части, однако это рассмотрение дается в основном качественно, причем в ряде случаев с учетом используемой на заводах унификации, а в п. 7 — с учетом заданного диапазона режимов. Примеры рассчитаны заново по специальным программам для ЭВМ. Некоторые из этих программ студент может заимствовать из [34]. Расчет всей турбоустановки излагается в [6].

В некоторых главах книги представлен материал последних лет — результаты теоретического и экспериментального исследования, испытаний на электростанциях. Это, в частности, привело к расширению разделов, относящихся к движению двухфазных сред, работе турбинных ступеней влажным паром. Дополнены главы, посвященные переменным режимам работы турбинных установок, турбин, ступеней, в этих главах использован и в некоторой мере расширен материал книги [45] и ряда других монографий [1, 18, 20]. В соответствующих параграфах нашли отражение новые государственные стандарты. Вопросам надежности турбин посвящены специальные учебники, например учебник [21], однако некоторые проблемы обеспечения надежности турбин и их элементов затрагиваются и в данной книге, так как без анализа этих проблем нельзя ни проектировать агрегат, ни эксплуатировать его.

На основе опыта преподавания, особенно в условиях перестройки высшей школы, изменилась методика изложения, в частности ряд вопросов излагается не столь подробно, а лишь постановочно, представлено несколько точек зрения, даны разные подходы к решению задач оптимального проектирования, добавлены расчетные примеры. В конце каждой главы имеется перечень вопросов, иногда довольно простых, а также качественные примеры для самоконтроля, проверки восприятия и понимания материала книги. Предполагается, что изучение книги студентами сопровождается решением задач, в большом числе представленных в [34] и охватывающих практически весь материал данного учебника.

Естественно, что добавление новых параграфов и новых сведений потребовало сокращения части материала предыдущего издания — сокращено изложение обих законов течения, поскольку появились учебники и учебные пособия, написанные преподавателями кафедры паровых и газовых турбин МЭИ [12, 34, 43, 44], не рассматриваются конструкции зарубежных турбин, а также некоторых турбин, не выпускаемых в настоящее

время нашей промышленностью. Кроме того, в 6-м издании исключен ряд второстепенных вопросов, достаточно полно разобраных в других книгах, в частности в [30, 33, 35, 48 и 49].

В приложении имеются более расширенные данные по характеристикам решеток, простые формулы и программы для термодинамических свойств водяного пара, справочные сведения.

Список литературы включает только те источники, которые необходимы читателю для получения более глубокой и обширной информации по отдельным вопросам. Как правило, отсутствуют ссылки приоритетного характера, которые можно найти в книгах, упомянутых в списке литературы. Это сделано, чтобы не затруднить изучение книги студентами.

Книга предназначается для студентов энергетических и энергетических факультетов при изучении курсов «Паровые турбины», «Паровые и газовые турбины», «Турбины для атомных электростанций», «Турбинные установки», «Тепловые и атомные электростанции» и др. при выполнении курсовых и дипломных проектов и может использоваться широким кругом инженеров, занимающихся проектированием, изготовлением, монтажом, эксплуатацией, ремонтом и наладкой паровых турбин тепловых и атомных электростанций, а также научными работниками и аспирантами.

Редактор выражает благодарность коллективу кафедры паровых и газовых турбин МЭИ за помощь при подготовке рукописи, в первую очередь профессору А. Е. Булкину и доценту В. В. Фролову. Редактор признателен доктору техн. наук, проф. О. Т. Ильченко, зав. кафедрой «Теплоэнергетические установки тепловых и атомных электростанций» Киевского политехнического института, сделавшему ценные замечания при рецензировании книги. Также следует отметить большой вклад сотрудников турбинных заводов, которые представили чертежи и материалы, относящиеся к новым и модернизированным конструкциям турбин.

Профессор
Б. М. Троцкий

Глава первая

ТЕПЛОВЫЕ ЦИКЛЫ ТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

1.1. КРАТКИЙ ИСТОРИЧЕСКИЙ ОБЗОР РАЗВИТИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Современная энергетика основывается на централизованной выработке электроэнергии. Генераторы электрического тока, устанавливаемые на электрических станциях, в подавляющем большинстве приводятся паровыми турбинами. Доля электроэнергии, производимой в нашей стране тепловыми и атомными электростанциями, где применяются паровые турбины, составляет 83—85%.

Таким образом, паровая турбина является основным типом двигателя на современной тепловой электростанции и в том числе на атомной. Паровая турбина получила также широкое распространение в качестве двигателя для кораблей военного и гражданского флота. Паровые турбины применяются, кроме того, для привода различных машин—пасосов, газодувок и др.

Использование в энергетике другой тепловой турбины—газовой—не привело к вытеснению паровых турбин. Собственно газовые турбины нашли применение как пиковые агрегаты, работающие в течение года относительно мало времени. В суммарной выработке электроэнергии они занимают небольшую долю, не превышающую 1—2%. В то же время комбинация газовой и паровой турбины, так называемые парогазовые установки, весьма перспективны, поскольку они могут обеспечить наивысший КПД теплосилового цикла, т. е. производство электроэнергии с минимальным расходом топлива. В настоящее время эти установки интенсивно развиваются, занимая все большее место в энергетике.

Для большинства новых способов преобразования энергии, не нашедших пока широкого распространения, таких как использование солнечной и геотермальной энергии, топливных элементов, термоядерного синтеза для выработки электроэнергии, для вращения электрогенератора также необходима паровая турбина.

Паровая турбина, обладающая большой быстроходностью, отличается сравнительно малыми размерами и массой и может быть построена на очень большую мощность (миллион киловатт и более), превышающую мощность какой-либо иной машины. Вместе с тем у паровой турбины исключительно хорошие технико-экономические характеристики: относительно небольшая удельная стоимость, высокие экономичность, надежность и ресурс работы, составляющий десятки лет.

Создание паровой турбины, как и всякое новое крупное изобретение, нельзя приписать одному лицу. В течение XIX в. различными изобретателями было выдвинуто много предложений для преобразования тепловой энергии в механическую с использованием скоростного напора вытекающей струи пара. Имеются сведения о том, что в 30-х годах прошлого столетия в отдельных установках применялись паровые турбины, конструктивно похожие на сегнерово колесо, т. е. использующие реактивное усилие вытекающей струи пара.

Конструктивное оформление паровой турбины существенно изменилось при дальнейшем ее развитии. В конце прошлого столетия независимо друг от друга в Швеции Густав Лаваль и в Англии Чарльз Парсонс стали работать над созданием и усовершенствованием паровой турбины.

Достиженные ими результаты привели к тому, что паровая турбина со временем стала основным типом двигателя для привода генераторов электрического тока и получила широкое применение в качестве судового двигателя. В турбине Лавала, созданной в 1883 г., пар поступает в одно или несколько сопел, приобретает в них значительную скорость и направляется на рабочие лопатки, расположенные на ободе диска, сидящего на валу турбины (рис. 11).

Усилия, вызванные поворотом струи пара в каналах рабочей решетке, вращают диск и связанный с ним вал турбины.



Рис. 11 Диск и подвод пара в активной части турбины Лавала

Отличительной особенностью этой турбины является то, что расширение пара в соплах от начального до конечного давления происходит в одной ступени, что определяет очень высокие скорости потока пара. Преобразование кинетической энергии пара в механическую осуществляется без дальнейшего расширения пара лишь вследствие изменения направления потока в лопаточных каналах.

Турбины, построенные по этому принципу, т.е. турбины, в которых весь процесс расширения пара и связанного с ним ускорения парового потока происходит в неподвижных соплах, получили название **активных турбин**.

При разработке активных одноступенчатых турбин был решен ряд сложных вопросов, что имело большое значение для дальнейшего развития паровых турбин. Были применены расширяющиеся сопла, называемые теперь соплами Лавала, которые позволяют эффективно использовать большую степень расширения пара и достигнуть высоких, сверхзвуковых скоростей пара. Для своих турбин Лаваль разработал конструкцию диска равного сопротивления, допускающего работу с большими окружающими скоростями (350 м/с). Наконец, одноступенчатые активные турбины имели частоту вращения (до 640 1/с), намного большую, чем в распространенных в то время машинах. Это привело к изобретению гибкого вала, частота свободных колебаний которого меньше частоты возникающих усилий при работе турбины.

Несмотря на ряд новых конструктивных решений, использованных в одноступенчатых активных турбинах, экономичность их была невысока. Кроме того, необходимость применения редукторной передачи для снижения частоты вращения ведущего вала до уровня частоты вращения приводимой машины также тормозила в то время развитие одноступенчатых турбин и в особенности увеличение их мощности. Поэтому одноступенчатые турбины Лавала, получив в начале развития турбостроения значительное распространение в качестве агрегатов небольшой мощности (до 500 кВт) в дальнейшем уступили место турбинам других типов.

Паровая турбина, предложенная в 1884 г. Парсонсом, существенно отличается от турбины Лавала, расширение пара в ней производится не в одной сопловой группе, а в ряде следующих друг за другом ступеней, каждая из которых состоит из неподвижных сопловых и вращающихся рабочих лопаток (рис. 12).

Сопловые лопатки закреплены в неподвижном корпусе турбины, рабочие лопатки располагаются рядами на барабанах. В каждой ступени такой турбины перерабатывается тепловой перепад, составляющий лишь небольшую долю полного перепада между начальными параметрами пара и давлением

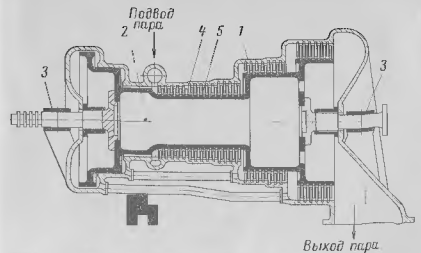


Рис. 12. Многоступенчатая реактивная турбина.
1 — корпус, 2 — барабан, 3 — неподвижные, 4 — сопловые лопатки, 5 — рабочие лопатки.

пара, покидающего турбину. Таким образом, оказалось возможным работать с небольшими скоростями парового потока в каждой ступени и с меньшими, чем в турбине Лавала, окружающими скоростями рабочих лопаток. Кроме того, расширение пара в ступенях турбины Парсонса происходит как в сопловой, так и в рабочей решетке. Поэтому на рабочие лопатки передаются усилия не только вследствие изменения направления потока пара, но и благодаря ускорению пара в пределах рабочей решетки, вызывающему реактивное усилие.

Ступени турбины, в которых расширение пара и связанное с ним ускорение парового потока происходит примерно одинаково в каналах сопловых и рабочих лопаток, получили название **реактивных ступеней**. Таким образом, показанная на рис. 12 турбина явилась типичным представителем многоступенчатых реактивных паровых турбин.

Принцип последовательного расположения ступеней, в каждой из которых используется лишь часть располагаемого теплового перепада, оказался плодотворным для последующего развития паровых турбин и позволил достигнуть в турбине высокой экономичности при умеренной частоте вращения ротора турбины, допускающей непосредственное соединение вала турбины с ротором генератора электрического тока. Этот же принцип дал возможность выполнять турбины весьма большой мощности, достигающей сегодня почти 1,5 млн. кВт в одном агрегате.

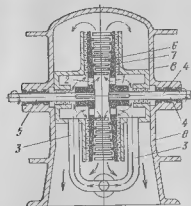


Рис. 1.3. Схематический чертеж радиальной турбины Юнгстрема (Юнгстрем). 1, 2 — диски турбины, 3 — перегородочный диск, 4, 5 — валы, 6, 7 — лопатки одной из ступеней, 8 — корпус.

Наряду с осевыми турбинами, в которых пар движется в направлении оси вала турбины, были созданы конструкции радиальных турбин, в которых пар течет в плоскости перпендикулярной оси турбины. Из последних наиболее интересной является радиальная турбина, предложенная братьями Юнгстрем в 1912 г. в Швеции. Принципиальная схема турбины показана на рис. 1.3.

На боковых поверхностях дисков 1 и 2 лопатки постепенно возрастающего диаметра располагаются лопатки радиальных ступеней. Пар в турбину подводится по трубам 3 и далее через отверстия в дисках 1 и 2 направляется к центральной камере. Отсюда пар течет к периферии через лопатки дисков 6 и 7, укрепленные на обоих дисках.

В отличие от обычной конструкции в турбине Юнгстрем нет неподвижных сопловых лопаток. Оба диска вращаются по встречным направлениям, так что мощность, развиваемая турбиной, зависит от разности угловых скоростей. Принцип встречного вращения роторов позволяет выполнить турбину компактной и экономичной. Однако необходимость в двух генераторах сложной конструкции и большие напряжения в лопатках ограничивают применение этих турбин.

С начала 90-х годов прошлого столетия развитие паровых турбин идет исключительно быстрым темпом. Это развитие в значительной степени определялось параллельным развитием электрических машин и широким внедрением электрической энергии в промышленность.

В период до войны 1914 г. уровень знаний о работе металлов при высоких температурах был недостаточен для применения пара высоких температур и давлений. Поэтому паровые турбины строились преимущественно для работы паром умеренного давления (1,2—1,6 МПа) с температурой до 350° С. В 1915 г. мощность отдельных турбин достигала 20 МВт.

Одновременно с конструктивными усовершенствованиями турбин умеренного давления стали распространяться более экономичные установки высокого давления (12—17 МПа). Применение пара высоких параметров, существенно повышающее экономичность турбинной установки, потребовало новых решений при конструировании паровых турбин. Значительные успехи были достигнуты в использовании легированных сталей, имеющих достаточно высокий предел текучести и малые скорости ползучести при температурах 500—550° С.

Наряду с развитием конденсационных турбин в начале этого столетия начинают применяться установки для комбинированной выработки электрической энергии и теплоты, которые потребовали создания турбин с противодавлением и промежуточным регулируемым отбором пара. Первая турбина с регулированием расхода отбираемого пара была построена в 1907 г.

По мере увеличения мощностей целесообразным явилось повышение начальных параметров пара, которые выбирались от 9 до 25 МПа и, наконец, 35 МПа; при этом повышались также и начальные температуры, которые составили от 500 до 580° С, а в отдельных случаях — до 650° С. Широко стал применяться промежуточный перегрев пара. Следует иметь в виду, что при температурах, превышающих 565° С, приходится применять очень дорогие и обладающие рядом технологических и других недостатков стали аустенитного класса. Это привело к тому, что в 60—70-х годах произошло некоторое отступление к нескольким пониженным температурам свежего и вторично перегретого пара — до 535—540° С. Эти температуры за относительно редким исключением приняты в настоящее время для большинства энергетических паровых турбин разных типов и размеров.

Паровые турбины в России начал выпускать в 1907 г. в г. Санкт-Петербурге Металлический завод — Ленинградский металлургический завод (ЛМЗ). До Великой Октябрьской социалистической революции завод строил энергетические, а также судовые паровые турбины небольшой мощности.

Развитие советской энергетики потребовало расширения турбостроительной промышленности. В стране была организована мощная база для изготовления паровых турбин, построены новые заводы.

Первоначально изготовление стационарных паровых турбин было сосредоточено на ЛМЗ, который в 1924 г. выпустил первую паровую турбину мощностью 2 МВт. С 1930 г. ЛМЗ начал изготавливать турбины мощностью 24 и 50 МВт. В 1933 г. ЛМЗ выпустил оригинальную турбину с промежуточным отбором пара для отопления мощностью 25 МВт, а в 1937 г. изготовил конденсационные турбины с частотой вращения 50 1/с мощностью 50 и 100 МВт. Столь мощные быстроходные турбины¹ до этого не встречались в практике мирового турбостроения.

Паровые турбины небольшой мощности выпускались с 1931 г. Кировским заводом в Ленинграде (ныне — Санкт-Петербург), а с 1937 г. Новиким заводом им. В. И. Ленина. В 1934 г. было завершено строительство крупного энергомашиностроительного завода в г. Харькове (ПОАТ ХТЗ — ныне НПО «Турбоатом»), который до войны выпускал тихоходные¹, на 25 1/с, турбины мощностью 50 и 100 МВт. Перед самой войной в г. Свердловске (ныне Екатеринбург) был построен новый турбомоторный завод ныне ПО ТМЗ.

Во время Великой Отечественной войны, в первые годы которой изготовление турбин было почти полностью прекращено, продолжалось проектирование новых агрегатов: новой серии паровых турбин на 50 1/с мощностью до 100 МВт (ЛМЗ) и с противодавлением мощностью 25 МВт (ХТЗ). Производство этих турбин, рассчитанных на параметры свежего пара — давление 8,8 МПа и температуру 480° С, началось сразу же после войны. Впоследствии начальная температура пара была поднята до 535° С.

В 1952 г. ЛМЗ разработал конденсационную турбину мощностью 150 МВт на 50 1/с, которая была предназначена для работы при параметрах свежего пара 16,6 МПа, 550° С и промежуточном перегреве пара до 520° С. Эта турбина стала первой европейской турбиной таких габаритов и мощности. Позже эти турбины изготавливались для работы при температуре 580° С.

С 1957 г. начали строиться конденсационные турбины ЛМЗ мощностью 100 МВт на 8,8 МПа, 535° С и 200 МВт на 12,8 МПа, 565° С с промежуточным перегревом до 565° С. Кроме того, ЛМЗ выпустил турбины с двумя промежуточными отборами пара мощностью 50 МВт ХТЗ изготовил турбины мощностью 100 МВт (на 8,8 МПа) и 160 МВт (на 12,8 МПа с промежуточным перегревом).

¹ Под быстроходными энергетическими турбинами принято понимать турбины для непосредственного привода двухдвухногом электродвигателя, т. е. при частоте сети 50 Гц — на $n=30$ 1/с, а при частоте сети 60 Гц — на $n=60$ 1/с. Тихоходные турбины служили для привода четырехдвухногом генератора, т. е. соответственно имеют частоту вращения 25 и 30 1/с.

Турбины ЛМЗ мощностью 200–210 МВт установлены на отечественных и зарубежных электростанциях. Переход на массовый выпуск турбин 160 и 200 МВт с начальным давлением пара 12,8 МПа, удельный расход теплоты которых на 8–9% ниже, чем турбин высокого давления (на 8,8 МПа, 500° С и без промежуточного перегрева), позволил улучшить экономические показатели электростанций.

Следующий этап развития турбостроения характеризуется выпуском турбин на сверхкритические параметры пара. Это в первую очередь турбины ХТЗ и ЛМЗ мощностью 300 МВт, которые были созданы в 1960 г. и рассчитаны на начальные параметры пара 23,5 МПа и 560° С с промежуточным перегревом до 565° С.

Турбины сверхкритических параметров пара работают с частотой вращения $n=50$ 1/с. В 1965 г. выпущены турбины на сверхкритические параметры пара — двухвалый агрегат ЛМЗ мощностью 800 МВт и одновальная турбина ХТЗ мощностью 500 МВт, с 1969 г. ЛМЗ серийно производит одновальные агрегаты 800 МВт, а с 1980 г. — мощностью 500 МВт на параметры пара 23,5 МПа, 540° С с промежуточным перегревом до той же температуры. Кроме того, ЛМЗ изготавливает на экспорт одновальные агрегаты 500 МВт на начальные параметры пара 16,3 МПа и 535° С с промежуточным перегревом до 535° С.

С 1982 г. на Костромской ГРЭС эксплуатируется одновальная турбина ЛМЗ на 50 1/с номинальной мощностью 1200 МВт при параметрах свежего пара 23,5 МПа, 540° С с промежуточным перегревом до 540° С; аналогичных по мощности одновальных, быстроходных агрегатов, даже на более низкие параметры пара, пока нет нигде в мире.

ЛМЗ также изготавливает ряд теплофикационных турбин на 12,8 МПа и 540° С, включая турбину с промежуточным перегревом пара до 540° С номинальной мощностью при отопительном отборе пара 130 кг/с, равной 180 МВт, и конденсационной мощностью до 210 МВт.

Турбомоторный завод (ТМЗ) ориентирован на разработку теплофикационных агрегатов разного назначения. Здесь и крупные турбины с противодавлением (до 100 МВт), предназначенные для химической промышленности, турбины с отопительным отбором пара на 12,8 МПа и 555° С мощностью 50, 100 и 175 МВт, турбины с двумя регулируемым отборами пара — производственным и отопительным при номинальной мощности, равной 135 МВт, и номинальных отборах пара 90 и 60 кг/с, и конденсационной мощностью 165 МВт.

Большим достижением отечественного турбостроения стала изготовленная ТМЗ в 1970 г. теплофикационная турбина Т-250/300-23,5, в течение длительного времени остававшаяся самой мощной в мире и единственной, рассчитанной на

сверхкритические параметры пара Турбина изготовляется серийно и устанавливается на ТЭЦ при 23,5 МПа, 540°С с промежуточным перегревом до 540°С, ее максимальная мощность составляет 300 МВт, т.е. турбина предназначена для работы в энергоблоке с такого же типа котлами и электрогенераторами, как и серийные конденсационные турбины К-300-23,5 ХТЗ и ЛМЗ

Развитие атомной энергетики¹ потребовало не только использования турбин, успешно работающих на обычных тепловых электростанциях (например, турбины К-200-12,8 ЛМЗ, установленных на Белоярской АЭС на энергоблоке с реактором на быстрых нейтронах БНР-600), но, главное, разработки и производства турбин АЭС специальных типов

Основным производителем турбин для атомной энергетики является ХТЗ Начав с турбин относительно небольшой мощности 70 и 220 МВт (соответственно на 2,8 и 4,4 МПа), работающих на практически насыщенном паре (начальная влажность примерно 0,5%), ХТЗ изготовил для Нововоронежской АЭС две тихоходные, на 50 л/с, турбины мощностью 500 МВт при давлении свежего пара 5,9 МПа

В настоящее время ХТЗ изготавливает несколько модификаций (на те же параметры пара) тихоходных турбин на 25 л/с мощностью 1 млн кВт. Эти модификации отличаются разной (до 5000 ГДж/ч типа КТ) тепловой нагрузкой, получаемой из так называемых отборов регулируемого давления (см. § 9.6), а также некоторыми конструктивными изменениями Все упомянутые выше паровые турбины ХТЗ для АЭС предназначены для работы в энергоблоках с реакторами типа ВВЭР.

Кроме того, ХТЗ имеет опыт эксплуатации турбин насыщенного пара мощностью 500 и 750 МВт на давление 6,4 МПа для работы в энергоблоках одноконтурных схем с реактором РБМК

В последние годы к созданию турбин для электростанций, работающих на ядерном горючем, подключились и другие турбинные заводы. На ЛМЗ созданы и работают на нескольких энергоблоках АЭС с реакторами ВВЭР быстроходные турбины насыщенного пара на 50 л/с и 5,9 МПа мощностью 1 млн кВт, а на ТМЗ разработана теплофикационная турбина с отопительным отбором пара до 1900 ГДж/ч на те же параметры и ту же частоту вращения при мощности номинальной 450 МВт и максимальной 500 МВт Кроме того, на ЛМЗ

разработана турбина мощностью 800 МВт на 50 л/с, 12,8 МПа, 485°С для работы в энергоблоке с реактором БНР-800.

Наряду с ЛМЗ, ХТЗ и ТМЗ, где сконцентрирован выпуск турбин большой мощности, имеются заводы, изготавливающие турбины средней и небольшой мощности, в основном приводные это Невский завод им. В. И. Ленина (НЗЛ) и Калужский турбинный завод (КТЗ).

За рубежом работают турбины отечественного производства — конденсационные (для ТЭС и АЭС), теплофикационные единичной мощностью до 1 млн кВт.

НПО «Турбоатом», ЛМЗ, ТМЗ разработаны паровые турбины специфической конструкции при невысоких начальных параметрах пара с подачей пара двух давлений, но пока не стало больших мощностей 150–200 МВт для парогазовых установок утилизирующего типа.

Для геотермальных ТЭС созданы ЛМЗ турбины мощностью 30 МВт, серии турбин небольшой мощности разрабатываются КТЗ

Следует отметить, что по ряду важнейших показателей паротурбостроения, таких как максимальная мощность одно-вального (т.е. приводящего во вращение один электрогенератор) быстроходного агрегата сверхкритического давления (турбина К-1200-23,5 ЛМЗ, проект теплофикационной турбины К-450/500-5,9 ТМЗ для АТЭЦ, серии турбин ХТЗ и ЛМЗ мощностью 1 млн кВт с большими отопительными отборами пара), отечественная промышленность опередила зарубежное турбостроение

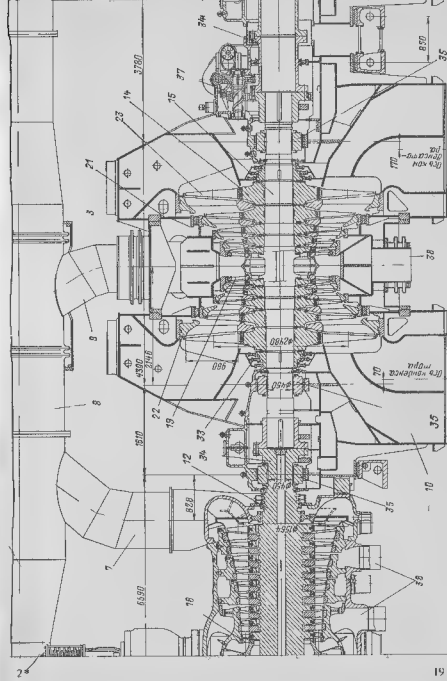
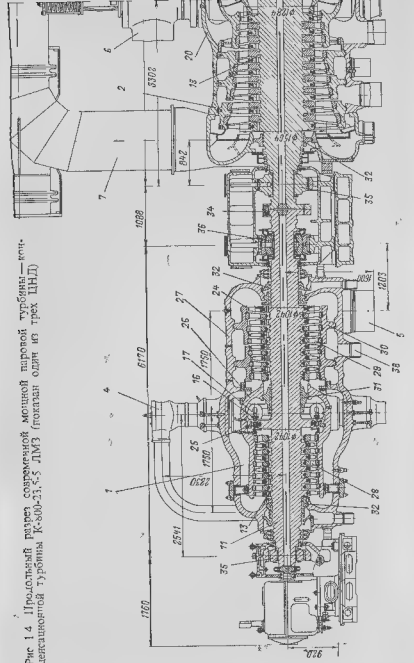
В отечественных турбинах применяются высокоэффективные турбинные ступени (см. гл. 3 и 10), в том числе с нетрадиционными профилями, оригинальной формы меридиональными обводами (см. гл. 2 и 3). Последняя лопатка важнейшей элемент конденсационной турбины имеет очень большую длину (1200 мм для $n \approx 50$ л/с), и для них ЛМЗ использует титановые сплавы. Рабочие лопатки многих ступеней объединяются в кольцо благодаря целлюлозно-резерваным покрывающим бандажам. Высокая экономичность обеспечивается, в частности, новыми конструкциями клапанов, направленных протечками пара в ступенях, нестандартными методами сепарации влаги (см. гл. 4, 5 и 6), большим (до четырех в турбинах для АЭС) числом ЦВД (см. гл. 6 и 10). В турбинах для комбинированной выработки теплоты и электроэнергии используются ступенчатый подогрев сетевой воды и отборы регулируемого давления (см. гл. 9 и 10), применяются встроенные пучки в конденсаторах.

1.2. ПРИМЕР КОНСТРУКЦИИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Для облегчения дальнейшего изложения материала рассмотрим конструкцию конденсационной турбины на примере турбины ЛМЗ, продольный разрез которой приведен на рис. 1.4.

¹ Электростанции как атомные, так и работающие на органическом топливе, являются тепловыми. Однако следуя установившейся традиции, будем тепловыми электростанциями (ТЭС) называть только вторые в отличие от атомных (АЭС)

Рис 14 Продольный разрез современной мощной паровой турбины — кон- дейсанной турбины К-800-23,5 ЛМЗ (показан один из трех ЦНД)



Для рассмотрения выбрана турбина К-800-23,5-5, входящая в энергоблоки, которые в настоящее время и в достаточной длительной перспективе обеспечивают основной прирост новых мощностей в энергетике, использующей органическое топливо.

Эта турбина, или точнее турбоустановка (см. ниже рис. 1.26) отличающаяся высокой, причем не только гарантированной, но и среднегодовой эксплуатационной экономичностью, показала средневзвешенный КПД $\eta_{\text{ср}} = 45\%$, а лучшая из турбин К-800-23,5 ЛМЗ — наивысшую эффективность $\eta_{\text{ср}} = 46,5\%$. В то же время (см. табл. 1.4) эта турбина имеет самую низкую (кроме турбины К-1200-23,5 ЛМЗ) удельную массу 1,62 кг/кВт

Турбина рассчитана на номинальную мощность 800 МВт и служит для непосредственного привода двухполосного электрогенератора при частоте сети 50 Гц. Турбина состоит из нескольких цилиндров, что объясняется, с одной стороны, ее большой мощностью и, следовательно, большим расходом пара, с другой — высокими, сверхкритическими начальными параметрами пара, применением промежуточного перегрева и низким конечным давлением (глубоким вакуумом), обеспечиваемым конденсацией отработавшего пара в конденсаторе. Это и определяет то, что турбина является и называется конденсационной.

Турбина одновальная, т. е. все цилиндры турбины и электрогенератор находятся на одном валу, частота вращения которого равна 50 1/с.

Пар в турбину поступает из котла. Параметры пара перед турбиной: давление 23,5 МПа, температура 540° С. Пар после первого цилиндра высокого давления (ЦВД) направляется на промежуточный перегрев, после которого при давлении 3,4 МПа и температуре 540° С поступает в следующий цилиндр среднего давления (ЦСД). Расчетное давление в конденсаторе 3,4 кПа, которое обеспечивается при охлаждающей воде, проходящей через трубки конденсатора с температурой 12° С.

Максимальный расход пара, на который при указанных начальных параметрах пара спроектирована турбина, составляет 736 кг/с. При этом турбоагрегат может развивать мощность, измеряемую на валах генератора, равную 850 МВт [41].

Турбина состоит из пяти цилиндров: одного ЦВД (1), одного ЦСД (2) и трех цилиндров низкого давления ЦНД (3). Проточная часть образуется последовательно и параллельно расположенными (по потоку пара) ступенями: в ЦВД имеется 12 ступеней, пар, начиная от входа в ЦСД, (6) распределяется на два расходящихся потока, в каждом из которых по 9 ступеней. Пар после выхода из ЦСД из четырех, попарно с концов цилиндра расположенных патрубков 7 направляется в ресиверы 8 и затем через входные патрубки 9 к трем ЦНД

(на рис. 1.4 показан только один из трех ЦНД). Все ЦНД имеют практически одинаковую проточную часть с разделением потока пара, в каждом из которых по 5 ступеней. Таким образом, всего в турбине $12 + 2 \times 9 + 3 \times 2 \times 5 = 60$ ступеней.

Все детали и узлы турбины можно разделить на вращающиеся ротор и неподвижные — статор. Роторы ЦВД 11 и ЦСД 12 — цельнокованные, т. е. валы выполнены за одно целое с дисками 13; в ЦНД диски 14 насажены на вал 15.

Пар в турбину поступает в среднюю часть ЦВД через патрубок 4 и далее направляется в первую, так называемую регулируемую ступень, ее сопловые лопатки 16 располагаются в сопловых коробках 17. Сопловые лопатки первых ступеней ЦСД 18 и ЦНД 19 устанавливаются непосредственно в корпусах этих цилиндров 20 и 21. Сопловые лопатки всех остальных ступеней располагаются в диафрагмах (например, 22), представляющих разрезное, из двух половин, кольцо. Пройдя между сопловыми лопатками через сужающиеся каналы, называемые соплами, пар ускоряется и приобретает необходимое направление для входа в каналы, образуемые рабочими лопатками. Рабочие лопатки 23 устанавливаются на периферии дисков по всей окружности. Сочетание системы сопловых и рабочих лопаток образует турбинную ступень. Как правило (в данной турбине все), рабочие лопатки покрываются бандажом 24, который ограничивает с периферии каналы рабочих лопаток и повышает их жесткость.

В ЦВД пар после регулирующей ступени 25 поступает в первую группу ступеней 28, затем поворачивает на 180°, проходит между внутренним 26 и наружным 27 корпусами ЦВД и поступает во вторую группу ступеней 29. Пар покидает ЦВД через два выходных патрубка 5. Диафрагмы второй группы ступеней ЦВД (29), как и большинства ступеней ЦСД, устанавливаются в обоймах 30. Обоймы, внутренний корпус ЦВД, все корпуса цилиндров имеют горизонтальный рываем и фланцевое соединение верхних и нижних половин.

В ЦВД некоторая часть пара, пройдя через сопла регулирующей ступени, проходит через зазор между ротором и статором, не попадая в каналы рабочих лопаток. Для уменьшения этой утечки устанавливаются лабиринтовое уплотнение 31. Аналогично применяются концевые уплотнения 32 в ЦВД и ЦСД. Поскольку выходной патрубок ЦНД 10 находится под разрежением, концевые уплотнения ЦНД 33 служат для предотвращения подсоса атмосферного воздуха.

Роторы соединяются между собой муфтами 34 и покоятся на опорных подшипниках 35. Один из этих подшипников 36 является комбинированным опорно-упорным. Упорный подшипник необходим для осевой установки ротора и восприятия осевого усилия, возникающего в турбине.

В корпусе турбины предусмотрено несколько патрубков 38 для отбора пара из проточной части турбины. Эти отборы используются для подогрева конденсата и питательной воды, подаваемой в котел.

При изменении нагрузки необходимо регулировать расход протекающего через турбину пара. Это достигается соответствующим открытием регулирующих клапанов. Благодаря тому, что клапаны закрываются и открываются последовательно, часть пара, проходящая через полностью открытые клапаны, не дросселируется и поступает к соплам первой ступени с неизменным начальным давлением. Лишь та доля пара, которая проходит через частично открытый клапан, дросселируется в клапане и подходит к своей сопловой группе с пониженным давлением.

Способ управления впуском пара в турбину, при котором доступ пара к сопловым группам открывается последовательно, называется сопловым парораспределением. Первая регулирующая ступень получает в зависимости от нагрузки турбины пар из различного числа сопловых групп.

Передний (левый) конец вала турбины гибкой муфтой соединен с валом центробежного масляного насоса. Масляный насос обеспечивает подвод масла к органам системы регулирования, а также к подшипникам генератора и турбины.

В передней части турбины размещены предохранительные выключатели, которые, воздействуя на стопорный и регулирующие клапаны, вызывают полное прекращение подачи пара к турбине в случае повышения частоты ее вращения на 10 - 12%.

В турбинах предусматривается специальное валоповоротное устройство 37, при помощи которого можно медленно вращать ротор неработающей турбины.

Турбины для привода генераторов электрического тока рассчитываются на работу с неизменной частотой вращения. Сохранение постоянства частоты вращения обеспечивается автоматическим регулированием.

Для ротора турбины и связанного с ним ротора генератора можно написать следующее уравнение моментов

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_1 - M_2;$$

здесь J — суммарный момент инерции роторов турбины и генератора; ω — частота вращения, M_1 — вращающий момент, развиваемый паром на роторе турбины; M_2 — момент, приложенный к ротору генератора и обусловленный его нагрузкой.

Постоянство частоты вращения, как видно из уравнения, наблюдается в том случае, когда $M_1 = M_2$. Если момент

турбины превышает момент генератора, то частота вращения ω растёт, и наоборот, если $M_1 < M_2$, уменьшается. Для поддержания постоянства ω система автоматического регулирования должна воздействовать на момент турбины M_1 таким образом, чтобы поддерживать равенство $M_1 = M_2$.

При работе турбоагрегата параллельно с другими агрегатами на общую сеть, если вырабатываемая мощность оказывается меньше потребляемой, разность мощностей покрывается за счет кинетической энергии всех вращающихся машин, работающих в сети. При этом, как и в случае одиночно работающего агрегата, частота вращения, а следовательно, и частота переменного тока будет снижаться; наоборот, частота тока возрастает, когда генерируемая энергия превышает потребляемую.

Принципиальная схема регулирования мощной конденсационной паровой турбины (на примере турбин ЛМЗ) представлена на рис. 1.5. Система является электротехнической и состоит из электрической и гидравлической частей, взаимодействующих друг с другом.

Рассмотрим работу схемы. Перемещение регулирующих клапанов турбины осуществляется по сумме воздействий, большинство которых формируется в электрической части системы регулирования (ЭЧСТ). Однако в гидравлической части системы регулирования (ГЧСТ) сохранен механический центробежный регулятор частоты вращения (РЧВ), обеспечивающий высокую надежность противоправной защиты турбины при сбросах нагрузки в условиях временного отключения электрической части.

Через шлицевый вал регулятор частоты вращения связан с ротором турбины. При возрастании частоты вращения турбины, вызванном увеличением нагрузки генератора при его изомированной работе или повышением частоты сети при параллельной работе в энергосистеме, под действием центробежных сил груз регулятора его отбойной пластины смещается вправо. За перемещением пластины следит гидравлический следящий сервомотор, валом шлицевым в виде дифференциального корня в камеру А сервомотора подводится масло (синтетическая огнестойкая жидкость) из напорной линии главного масляного насоса (ГМН). Масло через дроссельное отверстие в поршне сервомотора поступает в камеру В, откуда сливается через кольцевое сечение калора Б между соплом следящего сервомотора и отбойной пластиной регулятора. При перемещении отбойной пластины следящий сервомотор будет следовать за ней, сохраняя зазор Б, чтобы выполнялось условие равновесия сервомотора.

Заодно целое с поршнем сервомотора, выполнена буква, внутри которой находится золотник регулятора частоты вращения (РЧВ). Их взаимное положение определяет открытие окна а из проточной линии управления промежуточным золотником с давлением $P_{упр1}$. С ростом частоты вращения следящий сервомотор смещается вправо относительно неподвижного золотника, открытие сливного окна а увеличивается и давление $P_{упр1}$ падает. Это вызывает смещение промежуточного золотника в сторону закрытия регулирующего клапана.

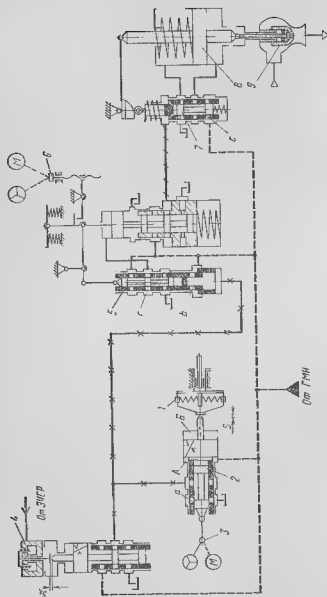


Рис 1.5. Принципиальная схема регулирования частоты паровой турбины: 1 — электрогидравлический преобразователь; 2 — золотник регулятора частоты; 3 — электрогидравлический преобразователь; 4 — промежуточный золотник; 5 — промежуточный золотник; 6 — промежуточный золотник; 7 — датчик давления; 8 — датчик давления; 9 — датчик давления; 10 — датчик давления; 11 — датчик давления; 12 — датчик давления; 13 — датчик давления; 14 — датчик давления; 15 — датчик давления; 16 — датчик давления; 17 — датчик давления; 18 — датчик давления; 19 — датчик давления; 20 — датчик давления; 21 — датчик давления; 22 — датчик давления; 23 — датчик давления; 24 — датчик давления; 25 — датчик давления; 26 — датчик давления; 27 — датчик давления; 28 — датчик давления; 29 — датчик давления; 30 — датчик давления; 31 — датчик давления; 32 — датчик давления; 33 — датчик давления; 34 — датчик давления; 35 — датчик давления; 36 — датчик давления; 37 — датчик давления; 38 — датчик давления; 39 — датчик давления; 40 — датчик давления; 41 — датчик давления; 42 — датчик давления; 43 — датчик давления; 44 — датчик давления; 45 — датчик давления; 46 — датчик давления; 47 — датчик давления; 48 — датчик давления; 49 — датчик давления; 50 — датчик давления; 51 — датчик давления; 52 — датчик давления; 53 — датчик давления; 54 — датчик давления; 55 — датчик давления; 56 — датчик давления; 57 — датчик давления; 58 — датчик давления; 59 — датчик давления; 60 — датчик давления; 61 — датчик давления; 62 — датчик давления; 63 — датчик давления; 64 — датчик давления; 65 — датчик давления; 66 — датчик давления; 67 — датчик давления; 68 — датчик давления; 69 — датчик давления; 70 — датчик давления; 71 — датчик давления; 72 — датчик давления; 73 — датчик давления; 74 — датчик давления; 75 — датчик давления; 76 — датчик давления; 77 — датчик давления; 78 — датчик давления; 79 — датчик давления; 80 — датчик давления; 81 — датчик давления; 82 — датчик давления; 83 — датчик давления; 84 — датчик давления; 85 — датчик давления; 86 — датчик давления; 87 — датчик давления; 88 — датчик давления; 89 — датчик давления; 90 — датчик давления; 91 — датчик давления; 92 — датчик давления; 93 — датчик давления; 94 — датчик давления; 95 — датчик давления; 96 — датчик давления; 97 — датчик давления; 98 — датчик давления; 99 — датчик давления; 100 — датчик давления.

Для изменения частоты вращения на холостом ходу при синхронизации или нагрузки при работе турбины параллельно с другими турбоагрегатами в энергосистеме пружинным механизмом управления турбиной (МУТ) с помощью маховика или дилатационно с помощью реверсивного электромоторика воздействуют на золотник регулятора частоты вращения, смещение которого изменяет давление $P_{упр1}$.

Быстродействующий ввод воздействий от электрической части в гидравлическую часть системы осуществляется через электрогидравлический преобразователь (ЭГП), состоящий из электрогидравлического преобразователя (ЭМП) и следящего сервомотора выполненного за одно целое с золотником. В электрогидравлическом преобразователе магнитоэлектрического типа электрический сигнал преобразуется в пропорциональное механическое перемещение подвижной системы преобразователя, которая в свою очередь золотником электрогидравлического аппарата преобразуется в управляющее гидравлическое воздействие на промежуточный золотник.

Воздействие от центрального регулятора механизма управления турбиной и электрогидравлического преобразователя суммируются общей проточной импульсной линией и передаются через нее на промежуточный золотник, представляющий собой сервомоторное устройство с тремя ступенями усиления. Масло в импульсную линию подводится из напорной линии через окна b к подвижной буксе промежуточного золотника и сливается через управляющие окна золотника или электрогидравлического преобразователя.

Давление в импульсной линии $P_{упр1}$ на установившихся режимах определяется соотношением площадей нижней торцевой и кольцевой поверхностей сервомотора подвижной буксы (первая ступень усиления в промежуточном золотнике) и составляет примерно $0,5 p_1$.

При увеличении расхода через золотник или преобразователь перепад давления на окна b возрастает и давление $P_{упр1}$ несколько снижается. Подвижная букса под действием напорного давления на кольцевую поверхность смещается вниз, восстанавливая исходное установившееся значение давления $P_{упр1}$ увеличением потока масла через окна b .

При движении вниз букса открывает окна c и соединяет со сливом полость над поршнем сервомотора второй ступени усиления. Давление над поршнем падает, под действием пружины поршень идет вверх и через рычаг обратной связи перемещает вниз свой отсечный золотник вслед за подвижной буксой. При этом отсечные кромки золотника снова становятся в среднее положение относительно окон c в буксе и движение поршня прекращается.

За одно целое с поршнем выполнен отсечный золотник одностороннего сервомотора третьей ступени усиления и сервомотора третьей ступени усиления, нагружаемого сверху давлением $P_{упр2}$ во второй (непроточной) импульсной линии, управляющей сервомоторами регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД. При движении отсечного золотника вверх полость над поршнем сервомотора соединяется со сливом, давление $P_{упр2}$ в ней падает и поршень сервомотора идет вверх вслед за золотником до тех пор пока не восстановится их взаимное «среднее» положение.

После окончания переходного процесса регулирования устанавливается новый равновесный режим, при котором новому, большему расходу масла

через золотник или преобразователь соответствует меньшее значение давления $P_{\text{отс}}/2$.

С промежуточным золотником конструктивно объединен медленно действующий ограничитель мощности (МОМ), предназначенный для ограничения продолжительного ограничения мощности турбины и представляющий собой подвижной упор, ограничивающий движение поршня сервомотора второй ступени увеличения, т. е. в сторону открытия регулирующих клапанов, но не препятствующий его движению вверх в сторону закрытия клапанов. Упор расположен на подвижном рычаге, с помощью которого его можно перемещать воздействием от руки на маховик или дистанционно с БЩУ на реверсивный электропривод.

Длительная, не позволяющая необходимостью работы турбины на ограниченной мощности загромождать Правильная гидравлическая эксплуатация (ПГЭ), как при этом турбина не участвует в регулировании частоты сети.

Все сервомоторы регулирующих клапанов ЧВД и ЧСД (на схеме на рис. 15 показан только один сервомотор) управляются одним общим давлением $P_{\text{упр}2}$ по второй импульсной линии, идущей от промежуточного золотника. Сервомоторы выполнены односторонними с кулачковой обратной связью на отсечное золотник.

В полость над поршнем сервомотора масло поступает или из нее сливается через окно в подвижной бужке отсечного золотника, на верхний торец которого действует управляющее давление $P_{\text{упр}2}$. Сила, возникающая при этом, направлена вниз и уравновешивается пружиной сжатия.

При повышении давления $P_{\text{упр}2}$ золотник смещается вниз, дополнительно сжимая пружину. Масло из нижней линии поступает в полость под поршнем сервомотора. Поршень идет вверх, сжимая пружину, и через рычаг обратной связи опускает подвижную бужку, возвращая ее в среднее положение относительно золотника. Сервомотор останавливается в новом положении, соответствующем изменившемуся давлению $P_{\text{упр}2}$. Требуемая зависимость открытия каждого сервомотора от давления $P_{\text{упр}2}$ обеспечивается выбором жесткости пружины, ее предварительного натяга и профилированием кулачка обратной связи.

Система автоматического регулирования, управления турбины и ее защиты намного сложнее, чем описанная, и базируется на использовании гидравлических и электронных регуляторов, систем усиления, обычно имеет значительное число механических элементов. Как правило, система автоматического регулирования дублируется, соединяется с устройствами защиты при переходных режимах, при повышении вибрации ротора, относительном перемещении ротора и статора и т. п. На некоторых турбинах в системе регулирования, а также частично в системе смазки вместо минерального турбинного масла используется негорючий синтетическое.

Конструкции паровых турбин подробно рассматриваются в специальной литературе, то же относится к системам регулирования [2, 17, 35, 37, 48, 49].

1.3. ТЕПЛОВОЙ ЦИКЛ И ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА КПД ТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Тепловой цикл и КПД турбины и турбинной установки

Паровая турбина является одним из элементов теплоэнергетической установки. На рис. 1.6 представлена принципиальная схема простейшей такой установки. Изменение состояния пара в так называемом цикле Ренкина при прохождении паром отдельных элементов установки иллюстрируется T, s -диаграммой.

Питательный насос 1 повышает давление воды до $P_{\text{н}}$ и подает ее в котел 2, забирая при этом на 1 кг питательной воды работу $L_{\text{н}}$. Процесс изотропного сжатия воды насосом в упрощенном масштабе изображен в T, s -диаграмме линией $a'a$ (рис. 1.7).

В котле происходит нагрев воды при постоянном давлении до температуры кипения (линия ab в T, s -диаграмме) и испарение ее (линия bc). Пар далее поступает в перегреватель 3, где температура его повышается до T_0 . Процесс подведения теплоты в перегревателе представлен линией cd .

Подвод теплоты в идеальной котельной установке, в том числе в пароперегревателе, происходит при постоянном давлении P_0 , так что количество теплоты q_1 , переданной к воде и пару, целиком расходуется на повышение энтальпии пара и может быть представлено для 1 кг участвующего в процессе пара разностью

$$q_1 = h_0 - h_{\text{н.п.}}$$

где h_0 — энтальпия пара, вышедшего из перегревателя; $h_{\text{н.п.}}$ — энтальпия питательной воды при входе в котел.

Теплота, сообщенная пару в котле и перегревателе, изображается в T, s -диаграмме площадью $abcd21$.

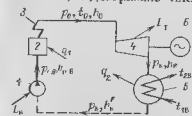


Рис. 1.6 Принципиальная схема теплоэнергетической установки

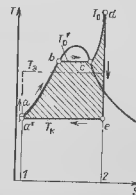


Рис. 1.7 Идеальный цикл теплоэнергетической установки (цикл Ренкина) в T, s -диаграмме

Пар, вышедший из пароперегревателя с энтальпией h_0 , направляется к турбине 4 и, расширяясь в ней, совершает работу L_4 . Для турбины, приводящей электромотор 6 и работающей без потерь и теплообмена с внешней средой, процесс расширения протекает по изотропе, которая изображена линией de в T, s -диаграмме. Отрабатывший в турбине пар поступает в конденсатор 5. Здесь при неизменном давлении p_k производится отвод теплоты от пара к охлаждающей воде, пар конденсируется, и конденсат с энтальпией h'_k откачивается насосом 1 и снова подается в котел. Отводу теплоты в конденсаторе отвечает процесс ea' в T, s -диаграмме.

Таким образом замыкается цикл водяного пара в теплоэнергетической установке. Теплота q_2 , отнятая от 1 кг пара при постоянном давлении в конденсаторе, при изотропном расширении пара в турбине определяется разностью энтальпий

$$q_2 = h_{k1} - h'_k$$

где h_{k1} — энтальпия отработавшего в турбине пара при изотропном процессе расширения; h'_k — энтальпия конденсата.

В рассмотренном замкнутом цикле работа, которую можно получить от 1 кг пара, выразится в тепловых единицах разностью

$$L = q_1 - q_2 = (h_0 - h_{k1}) - (h_{k1} - h'_k)$$

Перепишем это уравнение таким образом:

$$L = L_{41} - L_{12} \quad (1.1)$$

где $L_{41} = h_0 - h_{k1}$ — работа, которую может совершить 1 кг пара в идеальной турбине, называемая располагаемой работой, а $L_{12} = h_{k1} - h'_k$ — работа, затрачиваемая в насосе.

Площадь, эквивалентная работе L , заштрихована в T, s -диаграмме на рис. 17.

Абсолютный КПД идеальной установки, работающей без потерь в турбине, т. е. при изотропном расширении пара, представляется отношением

$$\eta_{41} = \frac{L}{q_1} = \frac{(h_0 - h_{k1}) - (h_{k1} - h'_k)}{h_0 - h_{k1}}$$

Это выражение можно переписать таким образом:

$$\eta_{41} = \frac{(h_0 - h_{k1}) - (h_{k1} - h'_k)}{(h_0 - h'_k) - (h_{k1} - h'_k)}$$

Если не учитывать работу насоса, то абсолютный КПД идеального цикла переписывается так:

$$\eta_{41} = \frac{h_0 - h_{k1}}{h_0 - h'_k} \quad (1.2)$$

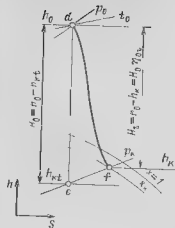


Рис. 18. Процесс расширения пара в турбине в h, s -диаграмме

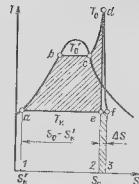


Рис. 19. Действительный тепловой цикл в T, s -диаграмме

В дальнейшем, кроме специально оговоренных случаев, будем рассматривать экономичность установки без учета работы насоса

Разность начальной и конечной энтальпий при изотропном расширении пара $H_0 - L_{41} = h_0 - h_{k1}$ находится непосредственно из h, s -диаграммы (рис. 18). H_0 принято называть располагаемым теплосопределением.

Если расширение заканчивается в области влажного пара, то H_0 может быть просто подсчитано (рис. 17):

$$H_0 = h_0 - h'_k - T_k(s_0 - s'_k) \quad (1.3)$$

Тогда

$$\eta_{41} = 1 - \frac{T_k(s_0 - s'_k)}{h_0 - h'_k} \quad (1.2a)$$

Если расширение заканчивается в области перегретого пара, то для подсчета H_0 можно приближенно воспользоваться уравнением идеального газа и написать

$$H_0 = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_0 r_0 \left[1 - \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right], \quad (1.3a)$$

где $\kappa \approx 1,3$ — показатель изотропии для перегретого пара; p_0 и r_0 — начальные параметры пара; p_k — давление в конце расширения

Параметры пара могут определяться по термодинамическим таблицам водяного пара, по h, s -диаграмме, а при использовании

ЭВМ по аналитическим зависимостям. Последние в несколько упрощенном виде, но с точностью, достаточной для учебных и многих инженерных расчетов, представлены в приложении 1 [34].

В действительности в турбине в результате потерь при расширении пара линия процесса отклоняется от изотропы, как показано в h_s -диаграмме на рис. 1.8 линией df . Таким образом, энтальпия h_k отработавшего пара выше, чем h_{k0} , а фактически развиваемая 1 кг пара внутри турбины работа

$$L_1 = h_0 - h_k - P_1$$

меньше располагаемого теплоперепада H_0 .

В T_s -диаграмме действительный процесс расширения изображается линией df (рис. 1.9), теплота, затраченная в котле, по-прежнему представляется площадью $labeled 21$; теплота, отдаваемая охлаждающей воде конденсатора, $q_2 = l_{af31}$ увеличится по сравнению с теплотой идеального цикла, а работа, развиваемая паром внутри турбины, уменьшится и представится разностью площадей $abedca - 2ef32$, откуда

$$H_1 = H_0 - T_k \Delta s \quad (1.4)$$

Последняя площадь представляет собой отводимую охлаждающей водой теплоту, обусловленную потерями при расширении пара в турбине. В том случае, когда конец процесса расширения лежит в области влажного пара, эта теплота будет равна произведению $T_k \Delta s$, где Δs приращение энтропии, вызванное потерями при расширении пара в турбине. Работа, которую 1 кг пара развивает внутри турбины, называется использованным теплоперепадом H_1 .

Отношение использованного теплоперепада к располагаемому называется относительным внутренним КПД.

$$\eta_{oi} = \frac{H_1}{H_0} = \frac{L_1}{L_{10}} \quad (1.5)$$

Для случая расширения в область влажного пара

$$\eta_{oi} = 1 - \frac{T_k \Delta s}{H_0}$$

Отношение теплоты, превращенной в работу внутри турбины, к теплоте, сообщенной рабочему веществу в котле, называется абсолютным внутренним КПД.

$$\eta_i = \frac{L_1}{q_1} = \frac{H_1}{h_0 - h_k} = \frac{H_0 H_1}{(h_0 - h_k) H_0} = \eta_{oi} \eta_{oi} \quad (1.6)$$

Относительный внутренний КПД турбины может быть найден также сравнением мощностей, развиваемой паром внутри турбины,

и мощности идеальной машины. В самом деле, умножив числитель и знаменатель отношения (1.5) на секундный расход пара G , получим в числителе внутреннюю мощность, развиваемую турбиной, а в знаменателе — мощность идеальной турбины:

$$\eta_{oi} = \frac{L_1 G}{L_{10} G} = \frac{N_1}{N_0}$$

Точно так же абсолютный КПД может быть представлен как отношение внутренней мощности к секундному расходу теплоты, подведенной к рабочему веществу, т. е.

$$\eta_i = \frac{L_1 G}{q_1 G} = \frac{N_1}{Q} \quad (1.6a)$$

Не вся мощность, развиваемая паром внутри турбины, используется потребителем, так как часть ее расходуется на преодоление механических потерь.

Эффективная мощность, развиваемая турбиной на муфте, соединяющей вал турбины с валом приводимой машины, меньше внутренней мощности. Отношение эффективной мощности к внутренней называется механическим КПД.

$$\eta_m = N_e / N_1 \quad (1.7)$$

Отношение эффективной мощности к мощности идеальной турбины называется относительным эффективным КПД:

$$\eta_e = \frac{N_e}{N_0} = \frac{N_1}{N_0} \cdot \eta_m = \eta_{oi} \eta_m \quad (1.8)$$

а отношение эффективной мощности к расходуемой теплоте — абсолютным эффективным КПД:

$$\eta_e = \frac{N_e}{Q} = \eta_{oi} \eta_m = \eta_i \eta_m \quad (1.9)$$

Если паровая турбина служит в качестве привода генератора электрического тока, то электрическая мощность N_e , отдаваемая с выводов генератора, меньше эффективной мощности N_1 турбины. Отношение электрической мощности, отданной с выводов генератора, к эффективной мощности турбины, затрачиваемой на вращение ротора генератора, называется КПД электрического генератора и обозначается

$$\eta_g = N_e / N_1 \quad (1.10)$$

Отношение электрической мощности к мощности идеальной турбины называется относительным электрическим КПД:

$$\eta_{ez} = \frac{N_e}{N_0} = \eta_{oi} \eta_m \eta_g \quad (1.11)$$

Таблица 1.1. Классификация КПД

Наименование КПД	Относительный КПД	Абсолютный КПД турбинной установки	Мощность
При идеальной турбине	1	$\eta_t = \frac{H_0}{h_0 - h'_a}$	$N_0 = GH_0$
Внутренний	$\eta_{int} = \frac{H_i}{H_0}$	$\eta_{it} = \eta_t \eta_{int}$	$N_i = GH_i, N_0 \eta_{int}$
Эффективный	$\eta_{eff} = \eta_{int} \eta_{ext}$	$\eta_e = \eta_t \eta_{int} \eta_{ext}$	$N_e = GH_0 \eta_e = N_0 \eta_e$
Электрический	$\eta_{el} = \eta_{ext} \eta_{эл}$	$\eta_{\Sigma} = \eta_t \eta_{int} \eta_{\Sigma}$	$N_{\Sigma} = GH_0 \eta_{\Sigma} = N_0 \eta_{\Sigma}$

Наконец, отношение электрической мощности, выраженной в тепловых единицах, к расходуемой в единицу времени теплоте в котле называется абсолютным электрическим КПД:

$$\eta_a = \frac{N_{\Sigma}}{Q} = \eta_t \eta_{int} \eta_{\Sigma} = \eta_t \eta_{int} \eta_{эл} \eta_{ext} \quad (1.12)$$

Найденные выше КПД, а также мощности сопоставим в виде табл. 1.1, относящиеся к простейшей схеме установки с конденсационной паровой турбиной (рис. 1.6)

Величина абсолютного КПД не характеризует эффективности всей электрической станции в целом, так как не учитывает потерь теплоты в котле, расхода энергии на привод насосов (основная составляющая так называемых собственных нужд электростанции), потерь давления в трубопроводах и т.д. Иногда подсчитывают абсолютный КПД турбинной установки η_{it} , вычитая из мощности агрегата мощность, необходимую для привода питательного насоса:

$$\eta_{it}^{н\text{etto}} = \frac{N_{\Sigma} - N_0}{Q} \quad (1.13)$$

В практических расчетах мощность измеряется в ваттах (Дж/с) или киловаттах (кДж/с). Связь между секундным расходом массы пара G , кг/с, работой 1 кг пара и мощностью, измеренной в киловаттах, представится так:

$$N_k = 10^{-3} G H_k \quad (1.14)$$

Если теплоперепад H_i выражен в кДж/кг, а мощность N_k в кВт, то секундный массовый расход пара составит

$$G = \frac{N_k}{H_0 \eta_{a\text{ит}}}$$

Для турбин широкое распространение получил показатель — удельный расход пара на выработку 1 кВт·ч:

$$d_p = \frac{3600 G}{N_k} = \frac{3600}{H_0 \eta_{a\text{ит}}} \quad (1.15)$$

Оценка экономичности современных конденсационных турбинных установок производится величиной удельного расхода теплоты на выработанный киловатт-час на выводах генератора. Этот расход теплоты, кДж/(кВт·ч), находится по формуле

$$q_a = d_p (h_0 - h'_a) = \frac{3600}{\eta_a}$$

Если расход теплоты выражать в кДж/с и подсчитать его величину на 1 кВт, т.е. на 1 кДж/с, то он представится безразмерной величиной.

$$q_a = 1/\eta_a \quad (1.16)$$

Приведенное в табл. 1.1 выражение абсолютного электрического КПД турбинной установки показывает, что доля теплоты, преобразованной в электрическую энергию, определяется произведением двух коэффициентов абсолютного КПД теоретического теплового цикла η_t и относительного электрического КПД турбоагрегата $\eta_{a\text{ит}}$.

Отсюда следует сделать вывод, что существуют два пути повышения экономичности установки:

первый заключается в том, чтобы повысить экономичность теоретического КПД цикла и в основном направлены к расширению пределов теплового процесса, что достигается увеличением отношения среднего температурного уровня, на котором к рабочей среде подводится теплота в котле, к температуре, при которой происходит отвод теплоты от рабочей среды в конденсаторе;

второй заключается в повышении относительного электрического КПД турбоагрегата и состоит в том, чтобы сократить до минимума потери в самой турбине, и целиком определяется степенью совершенства ее конструкции, а также конструкции электрогенератора.

Влияние параметров пара на абсолютный КПД

При рассмотрении влияния отдельных параметров пара на экономичность цикла Ренкина целесообразно этот цикл заменить эквивалентным циклом Карно. Заметим, что в установке, работающей водяным паром, отвод теплоты

в конденсаторе в пределах влажного пара происходит при постоянной температуре T_k , что совпадает с условием цикла Карно. Подвод теплоты осуществляется на трех участках, отвечающих нагреву питательной воды до температуры, на сыщения (линия ab в T, s -диаграмме на рис. 17), испарению воды при постоянной температуре участок bc , подводу теплоты в зоне перегрева участок cd .

Количество теплоты, подведенной в цикле, определяется интегралом, взятым в пределах изменения энтропии от s_1 до s_2 , который можно представить как произведение некоторой эквивалентной температуры T_e на разность энтропий ($s_2 - s_1$).

$$q_1 = \int_{s_1}^{s_2} T ds = T_e (s_2 - s_1) \quad (1.17)$$

Эквивалентная температура T_e представляет собой ту среднюю температуру подвода теплоты, при которой экономичность цикла Ренкина равняется экономичности эквивалентного цикла Карно (см. рис. 17). Очевидно, что эквивалентная температура T_e может быть найдена, если КПД цикла Ренкина приравнять КПД цикла Карно:

$$\eta_p = \eta_k = \frac{T_k - T_e}{T_e}$$

откуда

$$T_e = \frac{T_k}{1 - \eta_k} \quad (1.18)$$

Рассмотрим теперь влияние изменения различных параметров на экономичность теплового цикла.

а) Температура свежего пара T_0 . Повышение температуры свежего пара приводит к повышению экономичности теплового цикла. Если сравнить, как это сделано на рис. 110, два цикла, отличающихся только температурой свежего пара, то легко заметить, что КПД цикла с более высокой начальной температурой должен быть выше. В самом деле, повышение начальной температуры можно рассматривать как присоединение к начальному тепловому циклу $abcde21$ с эквивалентной начальной температурой T_e дополнительного небольшого цикла $2edd_1e_12,2$ (его полезная работа $edd_1e_1e_2$ заштрихована на рис. 1.10).

Поскольку конечная температура в исходном и присоединенном циклах одинакова, КПД присоединенного цикла выше, чем КПД исходного, а следовательно, эквивалентная начальная температура нового цикла T_{e1} будет выше, чем T_e , и общий КПД установки возрастет при увеличении начальной температуры.

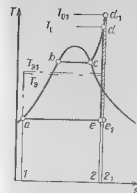


Рис. 1.10. Сравнение идеальных циклов с разными начальными температурами пара и T_e -диаграмма

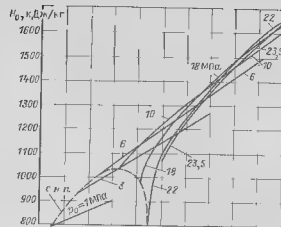
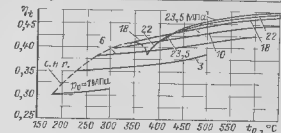


Рис. 1.11. Влияние начальной температуры пара t_0 на располагаемый теплоперепад H_0 и абсолютный КПД идеального цикла η_i (с и.п. сухой насыщенный пар)



На рис. 1.11 построены кривые изменения располагаемых теплоперепадов H_0 в зависимости от начальной температуры пара t_0 . Кривые построены для различных начальных давлений при неизменном конечном давлении $p_k = 4$ кПа. В нижней части рисунка для тех же условий показаны зависимости η_i от начальной температуры цикла. Как располагаемые теплоперепады, так и η_i возрастают по мере увеличения температуры пара.

В конденсационных паровых турбинах процесс расширения пара обычно заканчивается ниже пограничной кривой, т.е. при $x < 1$ (см., например, рис. 1.9). Работа ступеней влажным паром оказывается менее эффективной, чем перегретым паром. Поскольку повышение начальной температуры T_0 при неизменных начальном p_0 и конечном p_k давлениях приводит к уменьшению влажности пара в последних ступенях, тем самым возрастает не только абсолютный η_i , но и относительный внутренний КПД турбины η_{oi} .

Практические трудности, которые возникают при увеличении начальной температуры, связаны с тем обстоятельством, что стали, применяемые в современном энергомашиностроении, теряют прочность при высоких температурах. При увеличении

температуры с определенного ее уровня резко падают пределы текучести и прочности, снижается предел длительной прочности.

При высоких температурах возникает деформация ползучести, что связано с необходимостью снижать допускаемые напряжения или ограничивать срок службы деталей, испытывающих высокую температуру пара. Для того чтобы обеспечить надежную работу в течение необходимого длительного времени (до 150—200 тыс. ч), приходится применять жаростойкие стали, в особенности для промежуточного перегрева, для деталей паровых частей турбины. Это приводит к заметному повышению стоимости всей электростанции. Кроме того, при повышении температуры пара снижаются показатели маневренности оборудования теплоэнергетической установки или, по крайней мере, усложняются пути обеспечения требуемых показателей. Речь идет о допустимом по условиям надежности большом числе переходных режимов — пусков и остановов — и сокращении продолжительности этих режимов.

Все возрастающие требования, предъявляемые к маневренности тепловых электрических станций, повышенная стоимость высокотемпературных элементов котлов и турбин паровых проводов свежего и вторично перегретого пара, трудности технологии изготовления привели к тому, что в настоящее время вместо освоенных (см. § 1.1) температур 565—580°С, а также вместо освоенных (см. § 1.1) температур 600—650°С, перешли на пониженный уровень максимальных температур пара. Как вновь создаваемые, так и некоторые, ранее спроектированные на температуры свежего пара и промежуточного перегрева 565°С турбины, как правило, работают при температурах 535—540°С, реже — при 555°С. Отдельные агрегаты эксплуатируются при температурах 560—565°С.

В то же время в связи с необходимостью снижения удельного расхода топлива, стоимость которого со временем возрастает, базируясь на успехах металлургии и используя специальные мероприятия по улучшению маневренных характеристик оборудования, в том числе турбинного, ведутся проработки новых энергоблоков, предназначенных для работы при заметно повышенных температурах свежего и вторично перегретого пара.

В эксплуатации находится турбина мощностью 700 МВт на суперкритических параметрах пара — 31 МПа, 566°С с двойным промежуточным перегревом до 566°С [58].

б) Давление свежего пара p_0 . Повышение начального давления связано с увеличением температуры насыщения, что вызывает также повышение эквивалентной температуры T_3 (при одинаковой температуре отвода теплоты T_4) и рост экономичности цикла.

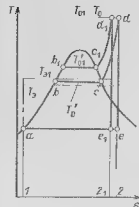


Рис. 1.12 Сравнение идеальных циклов с различными начальными давлениями пара в T, s -диаграмме

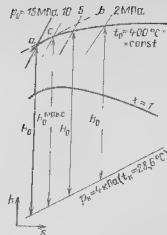


Рис. 1.13 Изменение расхода теплоты Q_0 в зависимости от начального давления p_0 при неизменной начальной температуре T_0 и конечном давлении p_4 (абс. линия, параллельная изобаре p_k и касательная к изотерме t_0)

Для сравнения на рис. 1.12 в T, s -диаграмме изображены два идеальных цикла водяного пара при различных начальных давлениях p_0 , но одинаковых температурах перегретого пара T_0 и одинаковом давлении в конденсаторе p_k . В цикле $1ab_1c_1d_1e_1z_1$ с повышенным p_0 подвод теплоты производится на уровне более высокой эквивалентной начальной температуры $T_{31} > T_3$, этот цикл более экономичен, чем цикл $1abcde2$.

Однако по мере увеличения начального давления эквивалентная температура цикла T_3 вначале возрастает, затем этот рост замедляется, и дальнейшее повышение давления сопровождается уже снижением T_3 и экономичности цикла. Располагаемый теплоперепад турбины H_0 , т. е. числитель в формуле (1.2)

$$\eta_k = \frac{H_0}{h_0 - h_k},$$

с ростом p_0 увеличивается до тех пор, пока в h, s -диаграмме касательная ab к изотерме t_0 const не станет параллельной участку изобары p_k - const (рис. 1.13).

Зависимость H_0 от p_0 и t_0 при $p_k = 4$ кПа изображена на рис. 1.14. Поскольку с ростом p_0 при t_0 const уменьшается энтальпия пара h_0 , максимум КПД достигается при большем

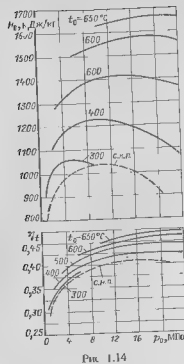


Рис. 1.14

Рис. 1.14 Влияние начального давления p_0 на располагаемый теплоперсалл H_0 и абсолютный КПД идеального цикла η_a (с.п.п. - сухой насыщенный пар)

Рис. 1.15 Схема теплоэнергетической установки с промежуточным перегревом пара

1 - питательный насос, 2 - котел, 3 - перегреватель, 4 - часть высокого давления турбины, 5 - промежуточный перегреватель, 6 - часть низкого давления турбины, 7 - конденсатор

Рис. 1.16 Идеальный тепловой цикл с промежуточным перегревом пара в T, s -диаграмме

p_0 , чем максимум H_0 . При этом чем выше t_0 , тем при более высоком p_0 достигается наибольшее значение η_r .

С увеличением p_0 при $t_0 = \text{const}$ возрастает влажность в конце процесса расширения пара в турбине, что влечет снижение относительного внутреннего КПД турбины η_{oi} . При большой влажности в последних ступенях может появиться эрозия лопаток, и поэтому несмотря на специальные меры по влагоудалению из проточной части турбины максимально допустимая влажность составляет $y_n = 0,10 - 0,18$. В связи с этим повышение начального давления обычно осуществляется одновременно с повышением начальной температуры пара. Так,

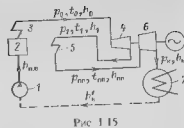


Рис. 1.15

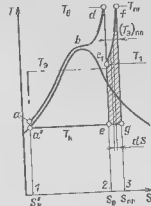


Рис. 1.16

например, при $p_0 = 3,5 - 4$ МПа начальная температура пара должна быть не менее $t_0 = 400 - 435^\circ\text{C}$, при $p_0 = 9$ МПа допустимо $t_0 > 480 - 500^\circ\text{C}$.

Следует учесть, что, как будет показано в гл. 4 и 5, в турбинах небольшой мощности с увеличением p_0 снижается η_{oi} и в связи с этим такие турбины проектируются на умеренное начальное давление.

При выборе начального давления надо учитывать ряд других факторов. С ростом p_0 увеличиваются напряжения в некоторых элементах установки, в том числе в корпусе и других деталях головной части турбины. Корпус, клапанные и сопловые коробки турбины приходится выполнять с более толстыми стенками, существенно утолщаются фланцы корпуса. Все это требует увеличения времени для прогрева и пуска турбины и тем самым ухудшает маневренность агрегата.

Начальное давление пара p_0 также влияет на стоимость оборудования, в частности на стоимость турбины. Хотя с ростом p_0 сокращаются расход пара и тем самым размеры проточной части, одновременно возрастает число ступеней, требуется более развитое концевое уплотнение и, главное, увеличиваются толщины стенок корпуса и других элементов паровпуска.

С ростом начального давления увеличивается напор, создаваемый питательным насосом, а следовательно, и мощность его. Поэтому зависимость абсолютного КПД нетто, подсчитываемого по (1.13), от начального давления имеет максимум при меньшем p_0 , чем аналогичная зависимость для коэффициента $\eta_r = \eta_{oi} \eta_{pi}$. Однако и с учетом этих факторов рациональное повышение начального давления обычно ограничивается конечной влажностью и невозможностью повысить начальную температуру пара. В таком случае верхняя граница начального давления может быть поднята применением промежуточного перегрева пара.

в) Промежуточный перегрев пара. Схема установки с промежуточным перегревом пара показана на рис. 1.15. Пар после расширения от давления p_0 до давления p_1 в части высокого давления 4 турбины направляется в промежуточный перегреватель 5, где к пару дополнительно подводится теплота и температура его повышается с t_1 до $t_{\text{пр}}$. Далее пар снова возвращается в турбину, в часть 6, где расширяется до давления в конденсаторе p_c .

Цикл с промежуточным перегревом пара и сверхкритическим начальным давлением в T, s -диаграмме показан на рис. 1.16. Этот цикл можно рассматривать как сочетание основного цикла $1a'abde21$ и дополнительного цикла $2ee'f32$. Допустим, что температуры эквивалентного цикла Кирпо основного цикла равна T_n , а эквивалентная температура дополнительного цикла

(T)_{оп}. Если последняя выше, чем температура $T_{\text{оп}}$, то экономичность дополнительного цикла будет выше экономичности основного цикла и теоретический КПД цикла возрастет.

Повышение экономичности в установке с промежуточным перегревом происходит не только вследствие более экономичного теплового цикла. Значительный дополнительный выигрыш определяется тем, что благодаря меньшей влажности в последних ступенях (см. рис. 1 16) их относительные КПД будут выше, что благоприятно сказывается на относительном внутреннем КПД всей турбины.

При обозначениях на рис. 1 15 располагаемая работа в цикле с промежуточным перегревом пишется как сумма располагаемых теплоперепадов

$$H_0^{\text{оп}} = (h_0 - h_{11}) + (h_{\text{оп}} - h_{11}),$$

с другой стороны, теплога, затрачиваемая в котле и промежуточном перегревателе на 1 кг пара, составит

$$q_1^{\text{оп}} = (h_0 - h_{11}) + (h_{\text{оп}} - h_{11}),$$

и абсолютный КПД идеального цикла будет равен

$$\eta_i^{\text{оп}} = \frac{H_0^{\text{оп}}}{q_1^{\text{оп}}} = \frac{(h_0 - h_{11}) + (h_{\text{оп}} - h_{11})}{(h_0 - h_{11}) + (h_{\text{оп}} - h_{11})} \quad (1.19)$$

а в случае изотропного процесса, описывающегося в области влажного пара (см. рис. 1 16) выразится как

$$\eta_i^{\text{оп}} = 1 - \frac{T_{\text{с}}(s_{\text{оп}} - s_{\text{с}})}{(h_0 - h_{11}) + (h_{\text{оп}} - h_{11})} \quad (1.19a)$$

Внутренний абсолютный КПД можно записать так

$$\eta_i^{\text{оп}} = \frac{(h_0 - h_{11})\eta_{11}^{\text{оп}} + (h_{\text{оп}} - h_{11})\eta_{11}^{\text{оп}}}{(h_0 - h_{11}) + (h_{\text{оп}} - h_{11})} \quad (1.20)$$

где $\eta_{11}^{\text{оп}}$, $\eta_{11}^{\text{оп}}$ — относительные внутренние КПД частей турбины до и после промежуточного перегрева, h_{11} — энтальпия пара при выходе из ЧВД.

Пар, направляемый в промежуточный перегреватель, теряет давление из-за сопротивления тракта (паропровод от турбины к котлу, перегреватель, паропровод от котла к турбине). Эти потери давления приводят к уменьшению КПД. Поэтому, стремясь понизить сопротивление тракта, обычно считают допустимым, чтобы потери давления во всем тракте $\Delta p_{\text{пр}}$ (рис. 1 17) не превышали 10% абсолютного давления в промежуточном перегревателе.

Дальнейшего повышения экономичности теплового цикла можно достигнуть, применяя двукратный промежуточный перегрев, выполняемый по той же схеме, что и однократный. Однако из-за существенного усложнения установки двукратный

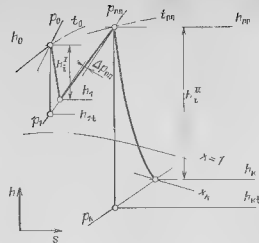


Рис. 1 17 Процесс расширения пара в h, s -диаграмме для турбины с промежуточным перегревом пара

промежуточный перегрев получил ограниченное распространение.

Уровень температуры, до которой производят промежуточный перегрев, обычно принимают равным или близким к температуре свежего пара: $t_{\text{оп}} = t_0 + (10 \div 20)^\circ \text{C}$.

Более высокая чем для свежего пара температура вторичного перегрева нецелесообразна по двум причинам. Во-первых, поскольку давление промежуточного перегрева существенно ниже начального, то и напряжения в трубках промежуточного перегревателя, паропроводов от него и на участке турбины после промежуточного перегрева будут меньше, что допускает повышение температуры. Во-вторых, так как температура $t_{\text{оп}}$ зависит конечная влажность x_k и тем самым $\eta_{11}^{\text{оп}}$ и эрозия последних лопаток. В связи с этим в ряде турбин, где температуры были снижены с $t_0/t_{\text{оп}} = 555/565^\circ \text{C}$ до 540°C , предусмотрено повышение $t_{\text{оп}}$ до $550 \div 565^\circ \text{C}$. В Японии имеются турбины сверхкритического давления с температурами $t_0 = 538^\circ \text{C}$, $t_{\text{оп}} = 552^\circ \text{C}$ и $t_{\text{с}} = 566^\circ \text{C}$.

Введение промежуточного перегрева приводит, естественно, к усложнению конструкции турбины и увеличению расхода высоколегированных сталей, стоимость турбины при этом возрастает.

Вернемся к рассмотрению теплового цикла с одним промежуточным перегревом, который изображен на T, s -диаграмме (см. рис. 1 16).

Представим располагаемый теплоперепад как сумму $H_0 + \Delta H_0$, где H_0 — теплоперепад основного цикла без промежуточного перегрева, который соответствует площади

$a'd'b'd'e'a'$; ΔH_0 дополнительный теплоперепад, определяемый промежуточным перегревом и эквивалентный площади $ee'f'fge$.

С другой стороны, расход теплоты в этом усложненном цикле может быть также представлен суммой $q_1 + \Delta q_1$, в которой q_1 — затраты теплоты на 1 кг свежего пара (площадь $abcd21$), Δq_1 — дополнительная затрата теплоты в промежуточном перегревателе, эквивалентная площади $2e_1f'32$.

Коэффициент полезного действия цикла с промежуточным перегревом запишется как отношение

$$\eta_{it}^{opt} = \frac{H_0 + \Delta H_1}{q_1 + \Delta q_1}.$$

Если предположить, что температура промежуточного перегрева равна температуре свежего пара, и изменять температуру T_1 , при которой парводится к промежуточному перегревателю, то легко заметить следующие особенности. Чем выше эта температура, тем выше окажется КПД присоединяемого цикла, однако доля его в общем усложненном цикле уменьшится. В предельном случае, когда T_1 совпадает с T_0 , промежуточного перегрева нет. С другой стороны, если понижать температуру T_1 , то будет понижаться эквивалентная температура добавочного цикла (T_3)_{опт}, что может привести к увеличению, а в конечном итоге к снижению КПД общего цикла. Очевидно, что в процессе изменения температуры T_1 имеется такое ее значение T_1^{opt} , при котором КПД общего цикла будет наибольшим.

Эту температуру T_1^{opt} можно найти на основании следующих соображений.

Работа дополнительного цикла (заштрихованная площадь на рис. 116) может быть представлена как

$$\Delta H_0 = \int_{T_0}^{T_{1n}} dH_0 - \int_{T_0}^{T_3} T_3 ds,$$

где $dH_0 = (T - T_1)ds$ — элементарная работа на приращении ds . Каждый элементарный присоединенный цикл будет иметь КПД выше, чем основной цикл, т. е. выше, чем $(T_3 - T_0)/T_0$, если начальная для этого присоединенного цикла температура T_1 будет выше, чем T_3 . Следовательно, если отвод пара к промежуточному перегревателю производить при температуре T_1 , равной эквивалентной температуре основного цикла, то присоединенный цикл наверняка будет более экономичным, чем основной, и таким образом КПД общего цикла будет выше, чем КПД основного цикла, т. е. $\eta_{it}^{opt} > \eta_{it}$.

Термодинамически оптимальное начало дополнительного цикла T_1^{opt} должно быть выбрано так, чтобы этот присоединенный цикл имел КПД, примерно равный КПД общего

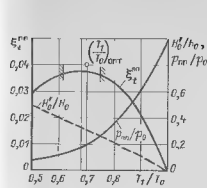


Рис. 118 Влияние параметров пара, отапливаемого на промежуточный перегрев, на экономичность идеального теплового цикла

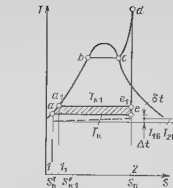


Рис. 119 Сравнение идеальных тепловых циклов с разными конечными давлениями в T, s диаграмме

цикла, т. е. $T_1^{opt} > T_3$. Определить T_1^{opt} , если не пользоваться сложными формулами, можно со второй стороны. Сначала по (1.18) находится T_3 , затем по (1.19) и (1.19а) подсчитывается η_{it}^{opt} сложного цикла при $T_1 - T_3$. После этого определяется

$$T_1^{opt} = \frac{T_3}{1 - \eta_{it}^{opt}}. \quad (1.21)$$

Обычно $T_1^{opt} = 1.02 - 1.04 T_3$.

На рис. 118 представлены результаты расчета идеального цикла с промежуточным перегревом пара для начальных параметров пара $p_0 = 13$ МПа, $t_0 = t_{1n} = 560^\circ \text{C}$. На графике на рис. 118 показаны зависимости выигрыша в теоретическом КПД

$$\xi_{it} = \frac{\eta_{it}^{opt} - \eta_{it}}{\eta_{it}}$$

от температуры пара T_1 перед промежуточным перегревом, а также кривые относительного давления p_{1n}/p_0 , при котором производится перегрев, и доли располагаемого теплоперепада турбины до перегрева H_0^1/H_0 .

Из рисунка видно, что в оптимальной зоне кривая $\xi_{it} = f(T_1)$ протекает достаточно полого, что позволяет выбирать T_1 в соответствии с требованиями по конструированию агрегата и всей установки.

В оптимальной зоне, где выигрыш отклоняется от наибольшего на $\Delta \xi_{it}^{opt} < 0.15\%$, температура $0.9 T_1^{opt} < T_1 < 1.1 T_1^{opt}$, относительное давление $0.12 < p_{1n}/p_0 < 0.27$, относительный теплоперепад $0.27 < H_0^1/H_0 < 0.39$.

Следует иметь в виду, что приведенные на рис. 118 результаты расчета не учитывают ряда обстоятельств, которые приписки реальным установкам и влияют на некоторые отклонения от теоретически оптимальных значений температуры $T_{\text{гп}}^{\text{опт}}$. Отборы пара для регенеративного подогрева питательной воды приводят к повышению оптимального давления, отводного на перегрев пара. С другой стороны, в расчетах не было учтено положительное влияние промежуточного перегрева на КПД ступеней низкого давления турбины. Это обстоятельство делает целесообразным повышение давления в промежуточном перегревателе по сравнению с расчетным и существенно влияет на повышение экономичности установки. Так, например, если теоретический выигрыш от промежуточного перегрева составляет $\xi_{\text{гп}}^{\text{теор}} = 3,8\%$, как это видно из рис. 118 то практически в результате снижения влажности в ступенях низкого давления и повышения их КПД выигрыш от промежуточного перегрева может достигать до $\xi_{\text{гп}}^{\text{факт}} = 4,5 - 5\%$.

$t_1 t_{bed} e_1 a_1$ на величину, эквивалентную заштрихованной площади $u_1 e_1 e a$. Таким образом, располагаемый теплоперепад в первом цикле больше располагаемого теплоперепада во втором цикле на величину

кратности охлаждения возрастает расход охлаждающей воды и увеличивается затрата энергии на привод циркуляционных насосов, прокачивающих охлаждающую воду через конденсатор. Практически оказывается целесообразным применять кратность охлаждения в пределах от 40 до 90, чему соответствует повышение температуры воды в конденсаторе на Δt 14–6°С.

Температурная разность δt зависит от нагрузки поверхности конденсатора, т. е. от количества пара, которое конденсируется на 1 м² поверхности. Кроме того, δt зависит в большой степени от чистоты поверхности, от воздушной плотности конденсатора и от температуры и скорости охлаждающей воды. Обычно $\delta t = 5 - 10^\circ\text{C}$.

Если паровая турбина предназначена для установки на электростанции, которая располагает в достаточном количестве холодной проточной водой, то температура воды $t_{1в}$ в течение года меняется от 2°С в зимнее время, когда вода забирается из-под ледяного покрова, до 25°С в летнее время. Для турбин с $N_{\text{э}} > 50$ МВт средняя расчетная температура принимается $t_{1в} = 10 - 12^\circ\text{C}$, чему соответствует давление в конденсаторе $p_k = 3,4 - 4$ кПа.

Если электростанция находится вдали от естественных источников водоснабжения, что обычно бывает при расположении ее в городской черте или в непосредственной близости от города (например, ТЭЦ), то приходится применять оборотное водоснабжение, охлаждающую воду в градирнях. В этих условиях температура воды изменяется от 10–15°С зимой до 30–35°С в летнее время, и расчетная температура охлаждающей воды $t_{1в} = 20 - 27^\circ\text{C}$, чему соответствует давление в конденсаторе $p_k = 5 - 8$ кПа.

В отдельных случаях по климатическим условиям (в районах с жарким климатом) или технико-экономическим соображениям расчетное давление в конденсаторе может быть еще больше и достигать до $p_k = 10 - 12$ кПа.

1.4. КОМБИНИРОВАННАЯ ВЫРАБОТКА ТЕПЛОВОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

В городах и промышленных районах наряду с потребителями электрической энергии почти всегда имеются также и потребители тепловой энергии. К ним относятся системы отопления, а также различные технологические установки, служащие для подогрева, варки и сушки материалов. Расход теплоты на отопление в большой степени зависит от времени года, достигающая максимальной величины в наиболее холодные зимние месяцы и почти полностью исчезая в летнее время.

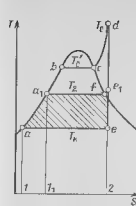


Рис. 1.20 Сравнение тепловых циклов в T, s -диаграмме для конденсационной турбины и турбины с противодавлением

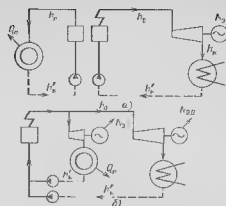


Рис. 1.21 Прямонапорные схемы выработки электрической и тепловой энергии: а) конденсационная установка, б) комбинированная установка

Промышленные потребители обычно нуждаются в теплоте в течение всего года. Большое экономическое преимущество может быть достигнуто при комбинированной выработке электроэнергии и теплоты. При этом в котле вырабатывается пар высокого давления, который направляется в турбину, где расширяется только до давления, необходимого тепловому потребителю. Конденсируясь в технологических аппаратах нагрева или сушки, пар отдает скрытую теплоту парообразования и в виде конденсата полностью или частично возвращается на ТЭЦ.

Сопоставим в T, s -диаграмме тепловые процессы конденсационной турбины и турбины с противодавлением (рис. 1.20). Поскольку потребители теплоты используют пар с повышенной температурой насыщения, давление пара, покидающего турбину с противодавлением, обычно превышает атмосферное давление и процесс отвода теплоты производится на более высоком температурном уровне a_1e_1 , чем в конденсационной турбине. Поэтому работа 1 кг пара в турбине с противодавлением меньше, чем в конденсационной турбине, как это легко заметить, сопоставляя площади $a_1bcde_1f a_1$ и $abcdea$, эквивалентные теплоте, которая может быть превращена в работу в обеих установках.

Однако в конденсационной установке теплота отработавшего пара, эквивалентная площади $lae2l$ и равная $T_k(s_2 - s_1)$, отводится к охлаждающей воде и теряется, в то время как в установке, обслуживающей тепловых потребителей, теплота отработавшего пара (эквивалентная площадь $1a_1e_12l_1$) может быть в значительной степени использована. Иначе говоря, вместо того чтобы

вырабатывать электроэнергию на конденсационной электростанции, терпящей до 60-65% потерь с охлаждающей водой конденсаторов, и, кроме того, сжигать топливо для удовлетворения нужд тепловых потребителей, можно при комбинированной выработке энергии использовать почти всю теплоту, содержащуюся в паре, т.е. почти всю площадь $I_1 a_1 b c d_1 e_1 a_1$. При этом теплота эквивалентной площади $a_1 b c d_1 e_1 a_1$ используется для выработки электроэнергии, а теплота, изображаемая площадью $I_1 a_1 e_1 d_1 a_1$, передается тепловому потребителю.

В большинстве случаев электрическая энергия, которую целесообразно вырабатывать на базе теплового потребления, не покрывает всей потребности района. Поэтому к установкам, отработавший пар которых направляется к тепловым потребителям, добавляются чисто конденсационные установки. Однако чем большее количество электроэнергии вырабатывается на базе теплового потребления, тем меньше необходимая мощность конденсационных установок и тем меньше количество теплоты, непроизводительно отдаваемой охлаждающей воде.

Для того чтобы оценить выигрыш теплоты при комбинированной выработке энергии, сравним установки, принципиальные схемы которых показаны на рис. 1.21, а и б. На первой схеме представлены две установки, в которых электроэнергия раздельно вырабатывается генератором, приводимым конденсационной турбиной, а теплопотребление обеспечивается самостоятельной котельной. На рис. 1.21, б представлена схема установки для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии. Установка состоит из турбины с противодавлением, отработавший пар которой отводится к тепловому потребителю, и конденсационной турбины. Пар к обеим турбинам подается из одного котла.

Допустим, требуется обеспечить электрическую мощность Λ_e и снабдить потребителя тепловой нагрузкой Q_n . Рассмотрим, в какой из двух установок, представленных на схемах на рис. 1.21, затраты теплоты окажутся меньшими. Соответствующее изопределение теплопередачи для турбины с противодавлением и для конденсационной турбины обозначим $H_1^1 = h_0 - h_n$ и $H_1^2 = h_0 - h_k$. При сравнении вариантов примем, чтоenthalпия воды на входе в котел в обеих установках одинакова и равна h_k^* .

Для упрощения последующих расчетов заметим, что электрической мощности N_1 соответствует внутренняя мощность

$$N_1 = \Lambda_e / \eta_m \eta_g$$

Тогда расход теплоты в раздельной установке будет равен

$$Q_{\text{разд}} = G^{\text{разд}} (h_0 - h_k^*) + Q_n = \frac{N_1}{H_1^1} (h_0 - h_k^*) + Q_n = \frac{N_1}{\eta_1} + Q_n \quad (1.23)$$

При комбинированной выработке энергии для турбин с противодавлением и конденсационной потребуются расход пара G^1 и G^2 соответственно. Мощность этих турбин составит

$$\Lambda_e = \Lambda_1^1 + \Lambda_1^2 = G^1 H_1^1 + G^2 H_1^2,$$

откуда расход пара через конденсационную турбину G^2 определится из выражения

$$G^2 = \frac{\Lambda_e}{H_1^2} - G^1 \frac{H_1^1}{H_1^2} \quad (1.24)$$

Тогда расход теплоты при комбинированной выработке энергии (рис. 1.21, б) будет равен

$$Q^{\text{комб}} = (G^1 + G^2)(h_0 - h_k^*) + \left[\frac{h_1}{h_i} + G^1 \left(1 - \frac{H_1^1}{H_1^2} \right) \right] (h_0 - h_k^*) \quad (1.25)$$

Подставляя величину G^1 , определяемую в зависимости от количества теплоты Q_n , требуемой потребителем,

$$G^1 = \frac{Q_n}{h_n - h_k^*},$$

находим

$$Q^{\text{комб}} = \frac{\Lambda_e}{\eta_1} + Q_n \frac{h_0 - h_k^*}{h_i - h_k^*} \left(1 - \frac{H_1^1}{H_1^2} \right) \quad (1.26)$$

Вычитая этот расход $Q^{\text{комб}}$ из суммарного расхода раздельной установки $Q_{\text{разд}}$, найденного по формуле (1.23), определяем экономию теплоты, достигнутой в результате комбинированной выработки энергии:

$$\Delta Q = Q_{\text{разд}} - Q^{\text{комб}} = Q_n \left[1 - \frac{h_0 - h_k^*}{h_i - h_k^*} \left(1 - \frac{H_1^1}{H_1^2} \right) \right] = Q_n \frac{H_1^1}{h_n - h_k^*} \left(\frac{1}{\eta_1} - 1 \right) \quad (1.27)$$

Экономия теплоты при комбинированной выработке энергии может быть выражена в долях количества теплоты, отдаваемой тепловому потребителю:

$$\zeta^{\text{комб}} = \frac{\Delta Q}{Q_n} = \frac{H_1^1}{h_n - h_k^*} \left(\frac{1}{\eta_1} - 1 \right) = \chi \left(\frac{1}{\eta_1} - 1 \right) \quad (1.28)$$

где

$$\chi = \frac{H_1^1}{h_n - h_k^*} \frac{H_1^1 G^1}{(h_n - h_k^*) G^1 - Q_n} \quad (1.29)$$

Коэффициент χ характеризует выработанную мощность на базе теплового потребления.

Из формулы (1.28) видно, что экономия в расходе теплоты в первую очередь зависит от коэффициента χ . Кроме того,

ни $\xi_{\text{абс}}$ влияет абсолютный КПД конденсационной установки. Очевидно, что чем ниже этот КПД, тем более рационально основную долю мощности при комбинированной выработке энергии создавать в турбине с противодавлением.

Оценка совершенства работы турбинной установки с противодавлением по абсолютному КПД теряет смысл, коль скоро вся или почти вся теплота отводимого пара используется полностью. Вместе с тем далеко не безразлично количество энергии, выработанной турбиной с противодавлением, так как чем оно больше, тем меньше расход пара в конденсационной турбине и тем, следовательно, меньше потери теплоты с охлаждающей водой. Поэтому для оценки установки, работающей с использованием теплоты отработавшего пара, вместо абсолютного КПД можно применить найденный выше коэффициент χ .

Так же как и абсолютный КПД в конденсационной установке, коэффициент χ зависит от рассматриваемого теплоперепада, и тем больше, чем меньше p_n , и от относительного КПД турбины с противодавлением.

Если имеется не один, а несколько тепловых потребителей различного температурного уровня, то, очевидно, выгодно иметь несколько турбин, отдающих пар при различных противодавлениях. Можно также создать турбину с одним из нескольких отборами пара для внешних потребителей из разных промежуточных ступеней, т. е. при различных давлениях отбираемого пара (см. гл. 9).

1.5. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

В термодинамическом цикле водяного пара при отсутствии внешних тепловых потребителей определенное количество теплоты отработавшего пара может быть использовано для подогрева питательной воды. В самом деле, конденсат отработавшего пара откачивается из конденсатора при температуре, равной температуре насыщения, отвечающей давлению в конденсаторе. В зависимости от давления p_n эта температура составляет 20–40°С.

Вместе с тем температура t'_0 , при которой происходит испарение воды в котле, отвечает начальному давлению p_0 . В диапазоне начальных давлений p_0 от 3 до 22,13 МПа (до критического состояния) температура насыщения t'_0 меняется от 234 до 374°С.

Вместо того чтобы питательную воду греть в самом котле за счет теплоты сжигаемого топлива, для повышения температуры питательной воды можно использовать пар, отбираемый из промежуточной ступени турбины и совершивший

50

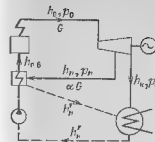


Рис. 1.22 Принципиальная схема турбинной установки с одной ступенчатой регенерацией с подогревом питательной воды

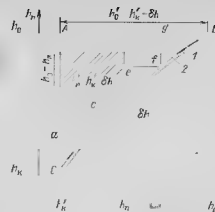


Рис. 1.23 Зависимость энтропии от температуры

определенную работу при расширении от начального состояния до давления в отборе. Таким образом можно осуществить регенерацию теплоты, т. е. передать питательной воде часть теплоты, отдаваемой охлаждающей водой. Другими словами, нагрев питательной воды, требующий относительно небольших затрат теплоты, можно рассматривать как тепловое потребление в комбинированном цикле, причем выигрывая в экономичности, так же как и в цикле с внешним тепловым потреблением, пропорционален мощности, вырабатываемой на базе теплового потребления.

В установках, рассчитанных на комбинированную выработку теплоты и электроэнергии для внешнего потребителя, система регенеративного подогрева питательной воды также находит применение.

Питательная вода чаще всего подогревается в подогревателях поверхностного типа; при низком давлении пара применяются также смешивающие подогреватели.

В качестве примера простейшей схемы регенеративного подогрева питательной воды на рис. 1.22 показана принципиальная схема установки конденсационной турбины с одним регенеративным подогревателем поверхностного типа. Питательный насос прокачивает воду, подаваемую в котел через трубчатую систему теплообменника и обогреваемую паром из промежуточного отбора турбины. Конденсат греющего пара выделяется в конденсатор турбины.

В поверхностном подогревателе питательная вода может быть нагрета до температуры, близкой к температуре насыщения обогревающего пара. Допустим, что разность между энтропией конденсата греющего пара h'_n и питательной

4*

51

питательной воды $h_{п.в.}$ при выходе из подогревателя составляет $\delta h = h'_п - h_{п.в.}$. Если обозначить через α количество отбираемого пара, выраженное в долях расхода пара, подаваемого к турбине, и принять, что питательной воды на входе в подогреватель равно $h'_п$, то уравнение теплового баланса подогревателя напишется так:

$$\alpha(h'_п - h'_п) - h_{п.в.} h'_п = h'_п \delta h h'_п$$

Отсюда доля отбираемого пара составит

$$\alpha = \frac{h'_п h_k \delta h}{h_{п.в.} h'_п}, \quad (1.30)$$

и мощность, развиваемая отбираемым паром,

$$L_{\alpha} = \alpha(h_0 - h_{п.в.}) = \frac{(h_k - h'_п \delta h)(h_0 - h_{п.в.})}{h_{п.в.} h'_п}. \quad (1.31)$$

На рис. 1.23 приведена диаграмма, где по оси ординат отложеныenthalпии $h_{п.в.}$ расширяющегося в турбине пара, при которых производится отбор, а по оси абсцисс enthalпии конденсата греющего пара $h'_п$. Зависимость между этими величинами изображается кривой 1. Линия 2 жвидиостанна линии 1 и смещена на величину $\delta h = h'_п - h_{п.в.}$, определяемую подогревом питательной воды по отношению к enthalпии конденсата греющего пара. Другими словами, линия 2 изображает зависимость между enthalпией отбираемого пара и enthalпией $h_{п.в.}$ питательной воды, покидающей подогреватель с подогревом δh .

Следует отметить, что разность $h_{п.в.} h'_п$, стоящая в знаменателе формулы (1.31), мало зависит от изменения точки отбора пара из турбины. Поэтому мощность L_{α} , развиваемая отборным паром, пропорциональна заштрихованной площади прямоугольника со сторонами $h'_п - h'_п \delta h$ и $h_0 - h_{п.в.}$ на рис. 1.23.

Наибольшей эта площадь будет приблизительно при enthalпии отбираемого пара, близкой к средней величине между h_0 и h_k . Иначе говоря, максимум работы отбираемый пар совершит, если нагрев питательной воды в подогревателе составит приблизительно половину необходимого нагрева от температуры конденсата до температуры насыщения, отвечающей давлению в котле.

Дальнейшее повышение экономичности цикла с регенерацией можно получить, применяя несколько ступеней подогрева питательной воды.

Пользуясь для приближенной оценки выигрыша в экономичности диаграммой на рис. 1.23, можно показать, что например, при трех ступенях подогрева выработка энергии на тепловом потреблении пропорциональна площади ступенчатой фигуры

AbcdefgA. Наибольший выигрыш в экономичности регенеративного цикла мог бы быть достигнут при бесконечном числе отборов пара, когда выработка на тепловом потреблении достигла бы значения, эквивалентного площади *ACBA*. Как можно судить на основании рис. 1.23, при ограниченном числе ступеней подогрева целесообразно выбрать точки отбора пара с таким расчетом, чтобы повышение enthalпии (или температуры) питательной воды было приблизительно одинаковым в каждой ступени подогрева или чтобы теплоперепады между ступеней отбора пара были приблизительно равны между собой.

Приведенное рассмотрение теплового цикла с регенерацией не учитывает, однако, некоторых обстоятельств, с которыми связано повышение температуры питательной воды. Дело в том, что с ростом $h_{п.в.}$ становится все более трудным достаточно охладить уходящие из котла газы. Поэтому теоретический выигрыш от повышения конечной температуры подогрева питательной воды может быть утрачен в связи с ростом потерь с уходящими газами котла.

Часто для выбора температуры питательной воды используют формулу

$$\frac{t_{п.в.} - t_k}{t_0 - t_k} = (0.75 - 0.85) \frac{z}{z + 1}, \quad (1.32)$$

где t_0 температура насыщения при p_0 , а z число точек отбора, или более простую зависимость $t_{п.в.} = (0.65 - 0.75)t_0$. При сверхкритических параметрах пара, в частности для расширенного давления свежего пара $p_0 = 23.5$ МПа, температура питательной воды $t_{п.в.}$ выбирается равной 265 или 274°С.

При любом заданном конечном уровне подогрева питательной воды теоретически наибольший выигрыш в экономичности от регенерации достигается при числе подогревателей, стремящемся к бесконечности. В этом случае регенеративный цикл с большой степенью приближения может быть представлен в T_s -диаграмме (рис. 1.24), где затрачиваемая в котле теплота соответствует площади *1a'bcd21*, т. е. $q_{п.в.} = h_0 - h_{п.в.}$, а работоспособность пара эквивалентна заштрихованной площади *aa'bcdca*, т. е.

$$H_{п.в.} = h_0 - h_{п.в.} T_k (s_0 - s_{п.в.}). \quad (1.33)$$

Коэффициент полезного действия такого идеального регенеративного цикла представится отношением

$$\eta_{п.в.} = \frac{H_{п.в.}}{q_{п.в.}} = 1 - \frac{T_k (s_0 - s_{п.в.})}{h_0 - h_{п.в.}}, \quad (1.34)$$

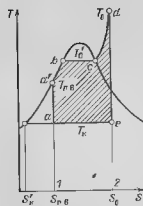


Рис. 1.24 Идеальный регенеративный цикл (при бесконечном числе отборов) в T, s диаграмме

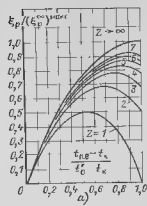
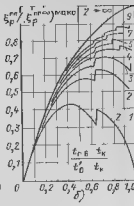


Рис. 1.25 Относительный выигрыш в КПД по сравнению с максимально возможным при бесконечном числе отборов в зависимости от температуры питательной воды $t_{n,н}$ и числа подогревателей Z

а для установки без промежуточного перегрева пара
и для установки с промежуточным перегревом пара



и аналогично для идеального регенеративного цикла с промежуточным перегревом пара (до $h_{n,н}$ и $s_{n,н}$), если верхний отбор производится при $p < p_{n,н}$.

$$\eta_{r,н}^{1,0} = 1 - \frac{T_k(t_{n,н} - t_{n,н})}{(h_k - h_{n,н}) + \Delta h_{n,н}} \quad (1.35)$$

где $\Delta h_{n,н} = h_{n,н} - h_{n,н}$ (см. рис. 1.17)

Определив $\eta_{r,н}$ и $\eta_{r,н}^{1,0}$ по (1.2а) и (1.19а), найдем повышение экономичности, которое может быть достигнуто в идеальном регенеративном цикле с бесконечным числом отборов.

для установки без промежуточного перегрева пара

$$\xi_{r,н}^{1,0} = \frac{\eta_{r,н}^{1,0} - \eta_{r,н}}{\eta_{r,н}} \quad (1.36)$$

для установки с одним промежуточным перегревом пара

$$\xi_{r,н}^{1,0,1} = \frac{\eta_{r,н}^{1,0,1} - \eta_{r,н}^{1,0}}{\eta_{r,н}^{1,0}} \quad (1.37)$$

Очевидно, что при конечном числе подогревателей выигрыш в КПД будет меньше, и его можно оценить, пользуясь графиками на рис. 1.25. Здесь по оси ординат отложен относительный выигрыш ξ_r и $\xi_r^{1,0}$ по сравнению с максимальным выигрышем, достигаемым при бесконечном числе отборов

и подогреве воды до температуры насыщения, соответствующей p_0 , т. е. до $t_{n,н} = t'_{0,н}$; по оси абсцисс отложена величина $t_{n,н} - t_k$

Чем больше число подогревателей, тем выше оптимальная величина $t_{n,н}$, что понятно из рассмотрения рис. 1.23. Излом кривых для конечного числа отборов на рис. 1.25, б объясняется тем, что если один из отборов попадает на давление промежуточного перегрева $p_{n,н}$ то его выгоднее организовать не после перегрева, а до него.

Кривые на рис. 1.25 построены при неизменном для каждого графика КПД турбины $\eta_{t,н}$; в расчете не учтены потери давления и подогрева в регенеративных подогревателях. Для рис. 1.25, а были приняты параметры пара: $p_0 = 4$ МПа, $t_0 = 450^\circ \text{C}$, $p_k = 5$ кПа, для рис. 1.25, б начальные параметры: $p_0 = 17,6$ МПа, $t_0 = 520^\circ \text{C}$; промежуточный перегрев до $t_{n,н} = 520^\circ \text{C}$ при $p_{n,н} = 0,2$ p_0 и $\Delta p_{n,н}/p_{n,н} = 0,1$, $p_k = 5$ кПа. При других параметрах пара относительные значения ξ_r и $\xi_r^{1,0}$ будут мало отличаться от значений, представленных на рис. 1.25, а и б.

Приведенные выше соображения, формулы и графики позволяют приблизительно оценить выигрыш в экономичности за счет регенеративного подогрева питательной воды.

При проектировании конкретной турбинной установки выполняется детальный расчет реальной тепловой схемы. Примером такой схемы может служить изображенная на рис. 1.26 тепловая схема установки с промежуточным перегревом пара. Из конденсатора конденат откачивается конденсатным насосом и направляется сначала в холодильники воздушного эжектора (на схеме на рис. 1.26 воздушного эжектора нет), а затем в систему регенеративного подогрева питательной воды. Пройдя последовательно два смешивающих и несколько поверхностных подогревателей, конденат поступает в специальный смешивающий подогреватель, питаемый паром из пятого отбора. Этот подогреватель используется в качестве деаэратора, в котором вода освобождается от растворенного в ней кислорода. Из деаэратора, куда также сбрасывается конденсат греющего пара подогревателей высокого давления (ПВД) поверхностного типа, вода забирается питательным насосом, под большим напором подающим питательную воду через систему ПВД в котел. Регенеративные подогреватели на линии конденсата от конденсатора до питательного насоса называются подогревателями низкого давления (ПНД).

В такой установке электрическая мощность агрегата находится по формуле

$$N_0 = GH \eta_{t,н} \eta_{r,н} \quad (1.38)$$

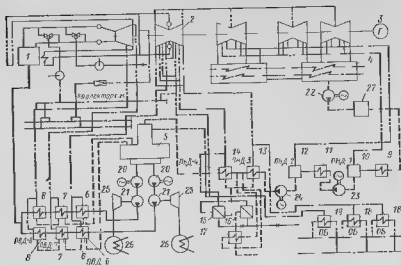


Рис. 1.26 Тепловая схема турбинной установки мощностью 800 МВт на конденсацию пара при $p_0 = 23,5$ МПа, $t_0 = 540^\circ\text{C}$ с промежуточным перегревом пара до $t_{0m} = 540^\circ\text{C}$. 1 — первый котел 11 МПа Д4ХД, 2 — паровая турбина К-800 23,5/3, генератор ГВ-800-2, 3 — конденсатор, 4 — деаэризатор, 5 — подогреватель п. высокого давления, 6 — 11 — подогреватели п. среднего давления, 12 — подогреватель п. низкого давления, 13, 14 — подогреватели п. низкого давления перекрестного течения, 15, 16 — испарители первой и второй ступеней, 17 — охладитель конденсата, 18 — подогреватель сетевой воды основной, 19 — подогреватель и сетевой воды, типовой, 20 — насос промывочный, 21 — насос питательный, 22, 24 — насосы конденсатных первой и второй ступеней, 23 — турбина питательного насоса, 26 — конденсатор турбопитателя, 27 — насосный отсосов, выходящий в атмосферу.

где G расход свежего пара, H_i приведенная работа 1 кг пара, подводимого к турбине. Подсчитывается H_i как сумма произведений использованных теплопереводов (рис. 1.27) на относительное количество пара, протекающего через отсек турбины, т.е.

$$H_i = H_1 + (1 - \alpha_1) H_2 + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) H_3 + \dots + \left(1 - \sum_{i=1}^{n-1} \alpha_i\right) H_n. \quad (1.39)$$

Абсолютный электрический КПД такой установки равен

$$\eta_{\text{эп}} = \frac{H_i \eta_{\text{т}} \eta_{\text{г}}}{(h_0 - h_{\text{к}}) + (h_{\text{тн}} - h_1) \left(1 - \sum_{i=1}^m \alpha_i\right)}, \quad (1.40)$$

где m число отборов до промежуточного перегрева (по потоку пара).

Использование системы регенеративных отборов пара приводит к повышению относительного внутреннего КПД тур-

бины. Расход пара G через первые ступени возрастает, что требует увеличения высот лопаток, и тем самым повышается КПД этих ступеней (см. ниже, § 6.4). Наоборот, уменьшение расхода пара через последнюю ступень турбины означает меньшие выходные потери и более высокий КПД части низкого давления (см. § 6.2).

Выбор параметров пара, в том числе начальных, связан с одним или двумя промпрегретами и температурой промпрегрева, температурой питательной воды, числом регенеративных отборов по технико-экономическим условиям. При решении ее учитываются изменение удельного расхода на единицу вытесняемых затрат на сырьевые и других характеристик оборудования и энергооборота в целом.

На рис. 1.28 показано влияние параметров на удельный расход теплоты нетто, т.е. с учетом минимизации мощности собственных нужд в первую

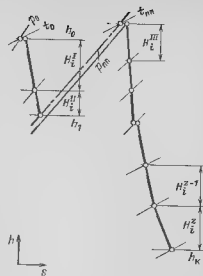


Рис. 1.27 Процесс расширения пара в турбине с параметрами для турбины с промежуточным перегревом и несколькими отборами пара.

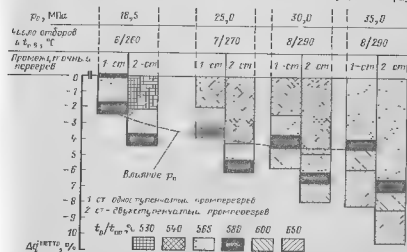


Рис. 1.28 Изменение удельного расхода теплоты нетто в зависимости от параметров: p_0 , t_0 , t_{0m} , t_{0n} — числа ступеней промпрегрева и числа отборов. Исходный вариант при $p_0 = 18,5$ МПа, $t_0 = t_{0m} = 530^\circ\text{C}$, $t_{0n} = 260^\circ\text{C}$ и $z_{\text{ср}} = 6$, --- влияние p_0 .

осредн. питательного насоса. За исходно принято турбоустановка работает при $p_0 = 18,5 \text{ МПа}$, $t_0 = 530^\circ \text{С}$ с одним промежуточным до $t_{\text{см}} = 530^\circ \text{С}$, $t_0 = 260^\circ \text{С}$; $t_{\text{см}} = 6$.

На рис. 128 можно произвести оценку реального изменения экономичности энергоустановки в зависимости от разных параметров. Наибольший выигрыш в экономичности для рассмотренного варианта параметров, составляющий $\Delta \eta_{\text{теп}} = 8,5 \text{--} 10,5\%$, может быть получен при двукратном повышении $p_0 = 35 \text{ МПа}$, $t_0 = 650^\circ \text{С}$ и $t_{\text{см}} = 290^\circ \text{С}$ при $t_{\text{см}} = 8$.

1.6. ТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Атомная энергетика характеризуется разнообразием типов атомных электростанций (АЭС), определяемых главным образом типами применяемых ядерных реакторов. В Советском Союзе на промышленных АЭС используются три типа реакторов и соответственно три вида турбоустановок.

1. Водогрифовый реактор кипящего типа, канальной конструкции (РБМК) — реактор большой мощности, канальный. Теплоносителем в нем является сухой насыщенный пар, из реакторного отделения АЭС направляемый в паровую турбину при давлении 6,5 МПа. Схема такой АЭС одноконтурная (рис. 129, а), и, следовательно, в турбину поступает радиоактивный пар.

2. Реактор с водой под давлением (ВВЭР) — водогрифовый энергетический реактор корпусной конструкции. Теплоносителем является горячая, но не доведенная до кипения вода под давлением 13–17 МПа. Генерирование пара производится в специальном теплообменнике парогенераторе под давлением 4,4–8 МПа. Схема такой АЭС двухконтурная (рис. 129, б), и, следовательно, в турбину поступает нерадиоактивный пар, обычно насыщенный и реже слегка перегретый.

3. Реактор на быстрых нейтронах (БРН): в отличие от рассмотренных выше реакторов на тепловых нейтронах (РБМК и ВВЭР) в нем в качестве топлива можно использовать изотоп урана U^{238} , составляющий существенную часть природного урана, или плутоний, выработанный тепловыми реакторами (РБМК, ВВЭР и др.). Другим достоинством реактора БРН является высокий коэффициент воспроизводства (1,4 и выше). В промышленных АЭС с реакторами БРН в качестве теплоносителя используют жидкометаллический натрий. Схема АЭС трехконтурная (рис. 129, в), она необходима для предотвращения аварийного взрывоопасного прямого контакта радиоактивного натрия с водой. В первом контуре циркулирует радиоактивный Na под невысоким дав-

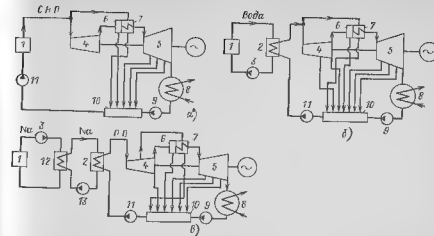


Рис. 129. Принципиальные схемы АЭС:

а — одноконтурная установка с реактором РБМК; б — двухконтурная установка с реактором ВВЭР; в — трехконтурная установка с реактором БРН; 1 — парогенератор; 2 — парогенератор; 3 — часть паровой турбины; 4 — часть паровой турбины; 5 — часть паровой турбины; 6 — внешний конденсатор; 7 — вторичный парогенератор; 8 — конденсатор; 9 — конденсатор; 10 — система радиоактивного изотопного конденсатора; 11 — питательный насос; 12 — промежуточный теплообменник; 13 — насос промежуточного контура.

лением с температурой на выходе 550–600 $^\circ \text{С}$, в промежуточном — при большом давлении (чтобы не допустить попадания в него радиоактивного Na) нерадиоактивный Na с температурой на 20–35 $^\circ \text{С}$ ниже. В последнем контуре давление может выбираться в зависимости от используемых паровых турбин, температура пара на входе составляет около 500 $^\circ \text{С}$.

Для первых двух рассмотренных типов АЭС с водоохлаждаемыми реакторами необходимы специальные конструкции влажнопаровых турбин, названные так потому, что большая часть их ступеней работает на влажном паре. В третьем типе АЭС до недавнего времени использовались обычные турбины, применяемые на ТЭС (например, на энергоблоке Белоярской АЭС с реактором БРН-600). Однако для улучшения эксплуатационных характеристик парогенератора новые АЭС с реактором БРН (рис. 129, в) создаются на пониженную начальную температуру пара $t_0 = 480\text{--}485^\circ \text{С}$ (в том числе при $p_0 \approx 13 \text{ МПа}$), что требует специальной конструкции турбоустановок.

Особенности конструкций турбин на АЭС анализируются в § 10.3. Рассмотрим выбор параметров и схем турбоустановок АЭС с водоохлаждаемыми реакторами. Подробно об этом см. [27, 36, 46, 48, 57, 59].

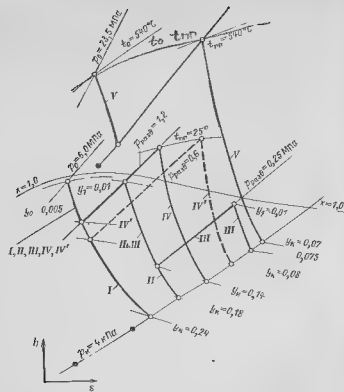


Рис. 1.30 Процесс расширения пара в турбинах насыщенного пара в h, s -диаграмме. Линия I — в турбине без внешней сепарации и промежуточного перегрева, линия II — в турбине с однократной внешней сепарацией, линия III — в турбине с двукратной внешней сепарацией, линия IV — в турбине с однократной внешней сепарацией и промежуточным перегревом пара, линия V — в турбине ТЭС с промежуточным

Выбор начального давления p_0 . Как и для перегретого пара при $t_0 = \text{const}$, так и для насыщенного пара повышение p_0 увеличивает теоретический КПД цикла η_t только до определенного значения $p_0 \approx 17$ МПа (пунктирная кривая на рис. 1.14).

Относительный внутренний КПД η_{0i} турбины, где весь или почти весь процесс расширения пара проходит ниже пограничной кривой $\lambda = 1$ (рис. 1.30), существенно зависит от влажности пара в ступенях турбины. Так как с повышением p_0 влажность пара в последних ступенях турбины увеличивается

и η_{0i} снижается, то давление, при котором достигается максимум абсолютного внутреннего η_t , оказывается меньшим, чем соответствующее максимуму η_t и кривая $\eta_t = f(p_0)$ боится полной Термодинамический оптимум, т. е. $\eta_t^{\text{макс}}$, соответствует $p_0 \approx 13$ МПа, причем с уменьшением p_0 вдвое экономичность установки снижается на $\Delta\eta_t/\eta_t$ 0,05–0,07.

Для кипящих реакторов, в том числе реакторов РБМК, непосредственно снабжающих паром турбину, на выбор начального давления оказывает влияние коэффициент теплоотдачи от стенки тепловыделяющих элементов к воде при кипении, зависящий от давления и наивысший при $p_0 \approx 7$ МПа. В двухконтурной схеме из-за неизбежных температурных перепадов в реакторе и парогенераторе давление воды на выходе из реактора должно быть по меньшей мере на 8–11 МПа выше, чем давление пара на входе в турбину. Увеличение же давления воды связано с трудностями создания реактора и обеспечения его надежности, особенно при больших размерах его корпуса.

В связи с этим давление пара на входе в турбину для АЭС с реакторами РБМК принимается не выше $p_0 = 6,0 \div 7,3$ МПа, а для АЭС с реакторами ВВЭР до $p_0 = 4,2 \div 8$ МПа.

Внешняя сепарация влаги и промежуточный перегрев. В процессе расширения в турбине насыщенного пара, представленном в h, s -диаграмме кривой I (рис. 1.30), влажность пара в последних ступенях будет очень велика, доходя в конце расширения до $\lambda = 0,2 \div 0,25$. В этих условиях лопатки будут подвергаться недопустимо сильной эрозии, а КПД турбины η_{0i} окажется очень низким.

В связи с этим при определении давления $p_{\text{разд}}$, называемого раздельным, пар направляется в сепарационный слайдер, после которого при $y = 0 \div 1\%$ поступает в последующие ступени турбины (см. рис. 1.29). Процесс расширения пара в этом случае изображается линией II (рис. 1.30). Иногда применяется двукратная сепарация (линия III на рис. 1.30). Сепарация пара повышает надежность работы последних ступеней турбины, увеличивает КПД турбины η_{0i} . При этом также немного возрастает КПД цикла, так как испаряется конденсированная в сепараторе влага, обычно используется в системе регенеративного подогрева питательной воды.

Вслед за внешней сепарацией применяется промежуточный перегрев пара (рис. 1.29). Этот перегрев производится паром тех же параметров, что и перед турбиной, и обычно $t_{\text{пер}} = t_0$ (40–20)°С. Иногда перегрев выполняется двукратным: сначала паром из промежуточной ступени турбины при давлении выше раздельного, а затем паром начальных параметров. Промежуточный перегрев снижает влажность пара в ступенях низкого давления (см. линию IV на рис. 1.30).

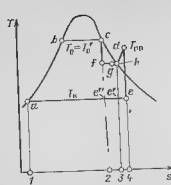


Рис. 1.31. Идеальный цикл турбины установки насыщенного пара с внешней сепарацией и промерзанием в T, s -диаграмме. Линия cd — изэнтропия процесса расширения пара в части высокого давления, линия fg — изобара подсушки пара в сепараторе, линия ghd — изобара подсушки пара и вторичного перегрева в промерзателе, линия de — изэнтропия процесса расширения пара в части низкого давления турбины.

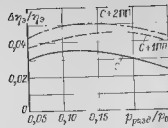


Рис. 1.32. Влияние разнотельного давления $p_{\text{разд}}$ на абсолютный КПД турбины установки насыщенного пара η .

повышая при этом $\eta_{\text{сеп}}$. Дренаж греющего пара в промерзателе используется для вытеснения одного из регенеративных отборов или заканчивается непосредственно в линию питательной воды, повышая ее температуру. И то и другое ведет к улучшению экономичности турбоустановки. Однако в отличие от промежуточного перегрева, осуществляемого в котельном агрегате цикла с начальным перегревом пара, в турбоустановках насыщенного пара он не повышает термодинамического КПД цикла, так как уровень подвода теплоты в нем ниже, чем в основном, первоначальном цикле (рис. 1.16).

Процесс в T, s -диаграмме для идеального цикла турбины установки насыщенного пара с сепарацией и промежуточным перегревом показан на рис. 1.31. Так же как и для промежуточного перегрева в турбинах высоких параметров, для турбин насыщенного пара имеется термодинамический optimum разделительного давления, который определяется выигрышем в η , (см. график на рис. 1.32). Кроме того, учитываются допустимые значения влажности в конце процесса расширения пара перед сепарацией.

Следует указать, что до сих пор речь шла о так называемой диаграммной влажности. В действительности влажность в проточной части турбины будет меньше из-за специальных мер по влагоудалению (см. § 52).

Термодинамический optimum разделительного давления зависит от того, предусмотрен промежуточный перегрев или нет. В схеме без промежуточного перегрева $(p_{\text{разд}}/p_0)_{\text{opt}} = 0,06 - 0,12$, а в установке с промежуточным перегревом $(p_{\text{разд}}/p_0)_{\text{opt}} = 0,1 - 0,2$. Отметим, что при очень малом $p_{\text{разд}}$ промежуточный перегрев термодинамически даже невыгоден.

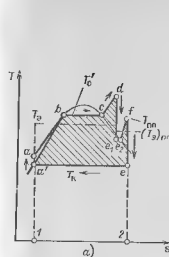


Рис. 1.33. Процесс в турбоустановке АЭС с реакторами БНР (см. рис. 1.29 а) а) T, s -диаграмма, б) h, s -диаграмма.

В турбоустановках АЭС с реакторами БНР начальная температура относительно низкая и при $p_0 \approx 13$ МПа равна $t_0 = 480^\circ \text{C}$, в то время как на ТЭС при этом же давлении $t_0 = 540^\circ \text{C}$ и имеется газовый промерзателев до $t_0 = 540^\circ \text{C}$. В связи с этим в турбине на АЭС с реакторами БНР значительная часть ступеней будет работать влажным паром и соответственно с пониженным КПД, а в последних ступенях из-за высокой влажности можно опасаться эрозии лопаток. Поэтому перед ЦНД турбины пар направляется во внешний сепаратор, а затем на промерзателев. Этот перегрев, как и в турбоустановках турбин насыщенного пара, паронаправов, однако греющим является не свежий пар, а пар после части высокого давления при $p^* \approx 6$ МПа. В этом случае термодинамические потери цикла будут несколько меньшими, а с учетом повышения экономичности ступеней низкого давления КПД турбоустановки возрастет. Схема такой турбоустановки показана на рис. 1.29, б, процесс в ней в T, s и h, s -диаграммах на рис. 1.33.

Регенеративный подогрев питательной воды. Такой подогрев применяется и в турбинах АЭС, в частности во влажнопаровых турбинах, но из-за относительно малого испарения турбины число отборов меньше и обычно равно 5-7.

Особенности этих отборов следующие: термодинамически отбор влажного пара выгоднее, чем перегретого, так как температура подогрева воды

определяется не температурой отбираемого пара, а температурой насыщения, соответствующей давлению отбора.

В местах отбора пара особенно эффективно влагодущение из проточной части турбины, широко применяемое во влажнопаровых турбинах, даже в первых их ступенях. В то же время влагодущение в ступенях, не связанных с отбором, приводит к неизбежному отсосу не используемой далее части паровой среды;

в части высокого давления влажнопаровых турбин энтропия отбираемого пара не столь высока, как в ЧВД и ЧД турбин ТЭС, и, следовательно, большие относительные значения отборов и благоприятно меньше расход пара через последние ступени по сравнению с расходом свежего пара;

на АЭС с реакторами РБМК повышение температуры питательной воды ведет к усложнению сепараторов кипящего реактора. Поэтому для реакторов РБМК принимаются невысокие значения $t_{п.к.}$ (для АЭС с реакторами РБМК-1000 $t_{п.к.} = 165^\circ\text{C}$, для АЭС с реакторами РБМК-1500 $t_{п.к.} = 190^\circ\text{C}$) и в турбоустановке отсутствуют подогреватели высокого давления. Если на АЭС с реакторами ВВЭР используются вертикальные парогенераторы с экономайзерным участком, то в турбоустановке зачастую не применяются ПВД.

Из-за невысоких начальных параметров и пониженного относительного внутреннего $\eta_{в}$ экономичность турбоустановок насыщенного пара невелика: в лучших из них доходит до 33-35% (абсолютный КПД нетто).

1.7. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ

В рассмотренных выше паротурбинных циклах температура отвода теплоты низкая (при $p_k = 3-5\text{ кПа}$ $T_k = 297-306\text{ К}$) и понижение ее или невозможно по условиям водоснабжения электростанции, или технико-экономически нецелесообразно. Повышение эквивалентной температуры подвода теплоты по сравнению с широко распространенными параметрами с промежуточным (24 МПа, 540/540 °С) для цикла с двухкратным перегревом и реальном росте параметров дает относительно небольшой выигрыш в КПД (рис. 1.28). Одновременно существенно усложняется конструкция оборудования энергоблока, в первую очередь котла, требуется решение ряда металлургических, металлургических, технологических и конструктивных задач для обеспечения требуемых показателей надежности и маневренности, т.е. возможности длительной работы при частых пусках-остановках, быстрых изменениях нагрузки.

В настоящее время в эксплуатации находятся и разрабатываются крупные энергетические газотурбинные установки (ГТУ) с начальной, перед турбиной, температурой газа до

$t_{01} = 1100-1250^\circ\text{C}$. Однако эти ГТУ из-за высокой температуры на выходе $t_{21} = 500 \pm 550^\circ\text{C}$ (если ее не использовать для внешнего теплового потребителя) при обычно применяемых простых схемах работают с низким КПД — 31-37%, который заметно меньше, чем характерный для энергоблоков паротурбинных ТЭС, где он равен 38-40%.

Очевидно, что сочетание газо- и паротурбинных установок при высокой температуре подвода теплоты, присущей ГТУ, и низкой температуре отвода теплоты, характерной для ПТУ, позволяет существенно повысить КПД теплосилового цикла. Сочетание ГТУ и ПТУ в такой комбинированной, парогазовой установке (ПГУ) может быть нескольких видов. Рассмотрим некоторые типы ПГУ, имеющие наибольшее распространение в энергетике. Проанализируем сначала экономичность ПГУ, которая характеризуется $\eta_{пгу}$

$$\eta_{пгу} = \frac{N_{пгу}}{\sum Q} = \frac{N_{гтв} + \Delta N_{пгу}}{\sum Q} = \frac{Q_{гтв} \eta_{гтв} + Q_{пгу} \eta_{пгу}}{\sum Q}. \quad (1.41)$$

Здесь $\sum Q$ — суммарный подвод теплоты в ПГУ; $Q_{гтв}$ — то же, но необходимое только для работы ГТУ, $Q_{пгу}$ — теплота, подводимая к паросиловой части установки; $N_{гтв}$ и $N_{пгу}$ — электрические мощности газо- и паротурбинного агрегатов; $\eta_{гтв}$ и $\eta_{пгу}$ — КПД соответственно ГТУ и ПТУ.

Очевидно, что наивысший КПД ПГУ может быть достигнут при наивысшей бинарности цикла, когда для ПТУ используется только теплота газа, отработавшего в газовой турбине и имеющего температуру t_{21} ,

$$Q_{пгу} = Q_{гтв} (1 - \eta_{гтв}) \eta_{пгу}. \quad (1.42)$$

Здесь принято, что $\sum Q = Q_{гтв}$ и, следовательно,

$$\eta_{пгу} = \eta_{гтв} + (1 - \eta_{гтв}) \eta_{пгу} \eta_{гтв}. \quad (1.43)$$

В этом случае используется схема ПТУ с котлом, утилизирующим теплоту газа с температурой t_{21} (рис. 1.34, а), так называемым котлом-утилизатором. Процесс для этого типа ПТУ в T - s диаграмме изображен на рис. 1.35, а. В формуле (1.43) $\eta_{пгу}$ — КПД котла-утилизатора — зависит, главным образом, от температуры уходящих газов $t_{гк}$ и при этом равен

$$\eta_{пгу} = \frac{t_{21} - t_{гк}}{t_{21} - t_{ср}} \gamma_{гк}, \quad (1.44)$$

где $t_{ср}$ — температура окружающей среды; $\gamma_{гк} = 0,99-1,00$ учитывает потери теплоты в окружающую среду. Температура уходящих газов $t_{гк}$ зависит от минимального температурного напора $\Delta t_{гк}$ на выходе из экономайзера котла ($\Delta t_{гк} = 10-30^\circ\text{C}$),

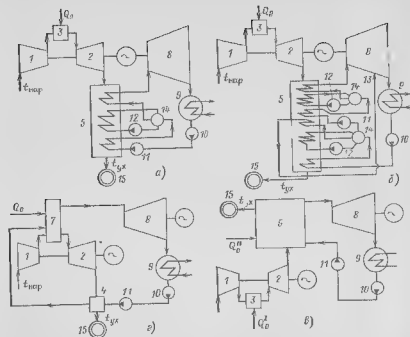


Рис 134. Основные схемы парогазовых установок: а — с котлом-утилизатором и компрессорной схемой ПТУ; б — то же но с двухконтурной схемой ПТУ (паровой турбиной двух давлений); в — со сбросом газа в котел; г — с высокотемпературным парогенератором (ВВП); 1 — компрессор; 2 — газовая турбина; 3 — камера сгорания; 4 — экономайзер ПТУ; 5 — котел-утилизатор; 6 — котел; 7 — ВВП; 8 — паровая турбина; 9 — конденсатор; 10 — конденсатный насос; 11 — питательный насос; 12 — насос рециркуляции; 13 — подвод вторичного пара из турбины двух давлений; 14 — барабан паросилового контура; 15 — дымовая труба с температурой газа $t_{гх}$.

температуры питательной воды $t_{пв}$, схемы котла-утилизатора, температуры пара на выходе из него, t_e температуры пара на входе в паровую турбину $t_{от}$. В некоторых случаях минимальная температура $t_{гх}$ определяется условиями надежной работы котла, так, например, при использовании жидкого топлива во избежание низкотемпературной коррозии $t_{гх} > 110-180^\circ \text{C}$. Из формулы (143) видно, что КПД ПГУ определяется, с одной стороны, экономичностью газотурбинного цикла, т. е. $\eta_{гт}$, с другой — экономичностью паросилового цикла, т. е. $\eta_{пс}$ и $\eta_{псу}$.

От температур на входе в газовую турбину $t_{от}$, на входе в компрессор $t_{впр}$ КПД турбомашин — компрессора и собственно газовой турбины, других потерь в ГТУ, степени повышения давления в ней, тепловой схемы ГТУ зависит $\eta_{гт}$.

Для паротурбинной установки, как было рассмотрено выше, $\eta_{псу}$ зависит от параметров пара перед турбиной $p_{от}$ и $t_{от}$.

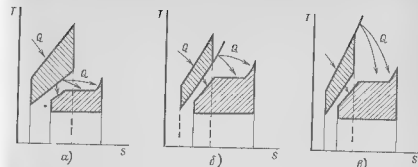


Рис 135. T, s диаграммы цикла ПГУ: а — простейшего цикла с котлом-утилизатором; б — цикла со сбросом газа в котел; в — цикла с ВВП.

наличия промежуточного перегрева и его температуры $t_{пг}$, давления в конденсаторе p_k , системы регенеративного подогрева питательной воды и ее конечной температуры $t_{пк}$ КПД собственно турбины $\eta_{гт}$.

Однако от этих параметров и характеристик тепловой схемы зависят и КПД котла-утилизатора $\eta_{ку}$. При этом оказывается, что системы регенерации и повышение температуры питательной воды не дают выигрыша в КПД паротурбинной установки, так как расход теплоты в котле-утилизаторе не зависит от температуры питательной воды $t_{пв}$, а мощность паровой турбины при том же расходе свежего пара из-за отборов уменьшается, снижается и $\eta_{гт}$. Следовательно, подогрев питательной воды оказывается невыгодным. Так, например, при $t_{пв} = 150^\circ \text{C}$ произведение $\eta_{гт}\eta_{псу}$ снижается на $\Delta\eta_{псу}/\eta_{псу} 4\%$.

В связи с этим ПГУ с котлом-утилизатором, как правило, не имеют регенеративных отборов в паровой турбине, на линии питательной воды устанавливается лишь один подогреватель ПНД смешивающего типа, служащий деаэроотбором, иногда ограничивающий деаэрацией в конденсаторе ПТУ. Этот ПНД обеспечивает некоторое повышение температуры в котле-утилизаторе, чтобы избежать низкотемпературной его коррозии. Если нет подогрева питательной воды и $t_{пв} = t_k$ то $t_{гх}$ будет зависеть от температуры конденсата, т. е. от давления в конденсаторе p_k . Как и для обычных ПТУ, повышение этого давления ведет к снижению $\eta_{псу}$, однако $\eta_{псу} = \eta_{гт}\eta_{пту}$ в существенно меньшей степени зависит от p_k . Поэтому часто рассматриваемые типы ПГУ проектируются на относительно худший вакуум в конденсаторе даже при низкой температуре охлаждающей воды на давление $p_k = 6-8 \text{ кПа}$.

Начальное давление пара $p_{от}$ влияет на $\eta_{псу}$, причем по-разному при заданных значениях температуры $t_{от}$, характеристиках котла-утилизатора, в частности температурного напора в экономайзере котла $\Delta t_{м}$, от которого зависит $t_{гх}$.

Расчетный анализ [52] показал, что имеется оптимальное значение $p_{0\text{н}}$, при котором $\eta_{\text{ПТУ}}$ будет наибольшим, хотя зависимость $\eta_{\text{ПТУ}} \sim 1/p_{0\text{н}}$ довольно пологая, что позволяет выбирать $p_{0\text{н}}$ в широких пределах, сообразуясь с конструкциями паровой турбины, когда конденсатора. При температуре газа на газовой турбине $t_{21} \sim 425 \div 520^\circ\text{C}$, что соответствует $t_{0\text{н}} = 950 \div 1100^\circ\text{C}$, оптимальное давление невелико $p_{0\text{н}} = 2 \div 7 \text{ МПа}$. В связи с этим очевидно, что нет необходимости во вторичном перегреве, выигрыш в экономичности от которого будет очень мал, а влажность в конце расширения пара в турбине не представляет эрозийноопасной.

Расчеты показали, что при заданных условиях (t_{21} , $\Delta\eta_{\text{ПТУ}}$, $p_{0\text{н}}$) начальная температура пара $t_{0\text{н}}$ в широком диапазоне ее изменения практически не оказывает влияния на КПД паросиловой части $\eta_{\text{ПСУ}}$, хотя с увеличением $t_{0\text{н}}$ растут и $(\eta_{\text{ПТУ}})_{\text{н}}$ и $(\eta_{\text{ПТУ}})_{\text{м}}$. Это объясняется тем, что положительное влияние увеличения $t_{0\text{н}}$ на $\eta_{\text{ПТУ}}$ компенсируется снижением $\eta_{\text{ПСУ}}$. Обычно принимается $t_{0\text{н}}$, t_{21} (20 60) $^\circ\text{C}$.

Повышение КПД рассматриваемого типа ПГУ в первую очередь определяется увеличением начальной температуры газа $t_{0\text{н}}$, что ведет не только к росту $\eta_{\text{ПТУ}}$, но и к более высокой температуре t_{21} и тем самым к увеличению $\eta_{\text{ПСУ}}$.

В ПТУ с котлом-утилизатором и невысокими параметрами пара перед паровой турбиной мощность газовой турбины превосходит мощность паровой турбины. Так, например, при $t_{0\text{н}} = 1100^\circ\text{C}$, $t_{21} = 520^\circ\text{C}$, $p_{0\text{н}} = 5,0 \text{ МПа}$ оказывается, что $N_{\text{Г}}^{\text{н}}/N_{\text{П}}^{\text{н}} \approx 2$ [58].

Если применить более сложную, двухконтурную схему парогазотурбинной установки (рис. 134, б) с турбиной двух давлений, когда в часть низкого давления турбины дополнительно поступает пар из котла-утилизатора, то при тех же значениях t_{21} , $\Delta\eta_{\text{ПТУ}}$ и $p_{0\text{н}}$ экономичность паросилового цикла, а тем самым и всей ПГУ несколько возрастет из-за повышения $\eta_{\text{ПСУ}}$ и более высокого, более оптимального отношения $N_{\text{Г}}^{\text{н}}/N_{\text{П}}^{\text{н}}$.

В некоторых случаях для использования параметров пара, применяемых на обычных ПТУ ТЭС, а также для возможности временной работы с пониженной температурой газа $t_{0\text{н}}$ и, следовательно, снижения t_{21} применяются ПГУ с котлом-утилизатором с дожиганием. Дожигание означает дополнительный расход теплоты $Q_{\text{доп}}$ сверх $Q_{\text{ГТУ}}$. Поскольку в этом случае принцип полной бинарности цикла не соблюдается, КПД такой ПГУ будет ниже, хотя у собственно ПТУ возрастает КПД из-за повышенных параметров пара $p_{0\text{н}}$, $t_{0\text{н}}$ (и, возможно, применения вторичного перегрева). Обозначив $\chi = Q_{\text{доп}}/Q_{\text{ГТУ}}$, из формулы (143) получим

$$\eta_{\text{ПТУ}} = \frac{\eta_{\text{ПТУ}}}{1+\chi} + \left(1 - \frac{\eta_{\text{ПТУ}}}{1+\chi}\right) \eta_{\text{ПСУ}} \quad (145)$$

табл. 1.2 Показатели ПТУ с котлом-утилизатором и турбиной ГТ-150 ЛМЗ при $t_{0\text{н}} = \pm 5^\circ\text{C}$, $p_{0\text{н}} = 4 \text{ МПа}$, $\Delta\eta_{\text{ПТУ}} = 10^\circ\text{C}$

Параметры	Наименование	Одноконтурная ПТУ		Двухконтурная ПГУ	
		950	1100	950	1100
1 ПУ	Температура газа $t_{0\text{н}}, ^\circ\text{C}$	950	1100	950	1100
	$\eta_{\text{ПТУ}}$	0,303	0,313	0,303	0,313
	Мощность $N_{\text{Г}}$, МВт	135,0	175,5	135,0	175,5
	Расход газа через котел, кг/с	680,0	676,5	680,0	676,5
ПТУ	Температура газа $t_{21}, ^\circ\text{C}$	425	520	425	520
	Давление пара $p_{0\text{н}}$, МПа	1,5	5,0	4,0	8,0
	Температура пара $t_{0\text{н}}, ^\circ\text{C}$	365	430	385	470
	КПД паросиловой части $\eta_{\text{ПСУ}}$	0,14	0,214	0,202	0,245
ПГУ	Расход пара $G_{\text{п}}$, кг/с	67,3	87,5	56,6	79,5
	Расход вторичного пара $G_{2\text{в}}$, кг/с			22,4	24,2
	Мощность $N_{\text{П}}$, МВт	54,2	81,9	63,4	93,5
	КПД нетто $\eta_{\text{ПТУ}}^{\text{нетто}}$	0,416	0,451	0,435	0,471
ПГУ	Суммарная электрическая мощность брутто, МВт	189,2	257,4	198,4	221,6

Так, если ПГУ предназначена для работы с температурой газа $t_{0\text{н}} = 1100^\circ\text{C}$, а сначала работает с $t_{0\text{н}} = 950^\circ\text{C}$, то, чтобы использовать без изменения паросиловую часть, при пониженной $t_{0\text{н}}$ необходимо дожигание газа и $\chi = 0,17$. Такая величина χ мало скажется на выборе параметров ПГУ, однако приведет на 1,5% к снижению экономичности ПГУ при той же $t_{0\text{н}} = 950^\circ\text{C}$ [52].

В табл. 1.2 представлены расчетные показатели ПТУ с котлом-утилизатором на базе турбин ГТ-150 ЛМЗ.

Оптимальные параметры элементов ПГУ с котлом-утилизатором и полным использованием бинарности цикла, т. е. без дожигания, при высокой температуре ($t_{0\text{н}} = 1100 \div 1200^\circ\text{C}$) и высокой экономичности элементов ПГУ позволяют получить КПД турбоустановки нетто, равный 47 52%. Такие ПГУ могут работать и без паровой турбины, т. е. они превращаются в чистые ГТУ. Однако работа ПТУ без ГТУ в этом случае невозможна. Этого недостатка не имеет ПГУ с дожиганием.

До последнего времени широко использовалась схема ПГУ со сбросом газа в котел (рис. 134, в и 135, б). Экономичность такого типа ПГУ по сравнению

с рассмотренными выше схемами ПГУ с котлом-утилизатором будет заметно (на 5...8%) ниже, что объясняется меньшей степенью бинарности и меньшей долей мощности газотурбинного агрегата.

Преимуществом ПГУ со сбросом газа в топку котла является возможность использования практически без изменений традиционных паротурбинных установок и возможность автономной работы паротурбинной установки, что, правда, требует некоторого усложнения конструкции котельной установки. При эффективных высокотемпературных ГТУ они позволяют получить более высокий КПД, чем используемые в них ПГУ. Так, при ПГУ на 13 МПа, 540/540°С можно достигнуть КПД ПГУ до 41...45,5%, что на $\Delta\eta_{\text{ПГУ/Пот}} = 6\text{--}10\%$ выше, чем для ПГУ. Такого рода ПГУ целесообразно применять, когда в котле предполагается сжигать топливо, непригодное для ГТУ.

Наконец, возможна схема ПГУ с прямым подводом части топлива к котлу, а не только в ГТУ, но и в ПГУ из линии между компрессором и газовой турбиной. Для этого используется специальный, так называемый высоконапорный парогенератор (ВНП).

Паротурбинной установкой в такого типа ПГУ (рис. 134, з) может быть обычная, применяемая в паросиловых ТЭС. Достоинством ПГУ с ВНП является уменьшение масс и габаритов и, следовательно, металлоемкости котельных поверхностей, находящихся под повышенным давлением. Это уменьшение будет тем большим, чем меньше бинарность цикла ПГУ, т. е. чем меньше доля мощности газотурбинного агрегата. Очевидно, что при этом по сравнению с ПГУ с котлом-утилизатором экономичность ПГУ будет ниже. Конструктивно ПГУ с ВНП менее надежны, и в них невозможна автономная работа ПГУ.

Одной из важнейших задач конструирования и эксплуатации ПГУ является проблема использования для них не специального газотурбинного топлива, а продуктов газификации угля. Такая опытно-промышленная установка с внутрицикловой газификацией создается на одной из ТЭЦ. В установку входят газотурбинный агрегат ХТЗ мощностью 45 МВт, высоконапорный парогенератор паропроизводительностью 180 кг/с и теплофикационная паровая турбина Т-180/210-12,8 ЛМЗ.

18. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН ДЛЯ ПРИВОДА ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ГЕНЕРАТОРОВ

Для привода электрических генераторов в Советском Союзе применяется большое число типовых паровых турбин, отличающихся назначением (только для выработки электрической энергии или для комбинированной выработки тепловой

и производственной или отопительной энергии), мощностью, начальными параметрами пара, конечным давлением, частотой вращения ротора, модификациями. Основные характеристики турбин определяются ГОСТ 3618-82 «Турбины паровые стационарные для привода турбогенераторов. Типы и основные параметры» [8].

Основные технические требования к этим турбинам, кроме того, сформулированы ГОСТ 24277-85, ГОСТ 24279-85 «Турбины паровые стационарные конденсационные и теплофикационные. Общие технические требования» [9].

В ГОСТ 3618-82 перечисляются следующие типы турбин:

- К конденсационные,
- П теплофикационные с производственным отбором пара;
- Т теплофикационные с отопительным отбором пара,
- ПТ теплофикационные с производственным и отопительным отборами пара,
- Р с противодавлением, без регулируемого отбора пара;
- ПР теплофикационные с противодавлением и с производственным отбором пара,
- ТР теплофикационные с противодавлением и с отопительным отбором пара.

Кроме того, применяются следующие обозначения турбин:

- ТК теплофикационные с отопительным отбором пара, по с так называемой боковой привязкой конденсационной мощностью (см § 10.4).

КТ теплофикационные с отопительными отборами регулируемого давления (см § 9.6, гл 10).

После буквенного обозначения типа турбины указываются электрическая мощность в МВт (иногда в виде дроби: в числителе номинальная, а в знаменателе максимальная мощность). Далее указывается начальное давление в МПа. Часто в обозначениях это давление приводится в кгс/см².

Для турбин типа П, ПТ, Р и ПР отмечается номинальное давление производственного отбора и (или) противодавление турбины, МПа (или кгс/см²). Турбинными заводами для отечественной энергетики все турбины для ТЭС и ТЭЦ изготавливаются для привода двухлопастного турбогенератора, т. е. при частоте сета равной 50 Гц, с частотой вращения ротора $n = 50 \text{ 1/с} = 3000 \text{ об/мин}$.

Турбины для АЭС и АТЭС выпускаются для привода как двух-, так и четырехлопастного турбогенератора и соответственно с частотой вращения ротора $n = 50 \text{ 1/с} = 3000 \text{ об/мин}$ и $n = 25 \text{ 1/с} = 1500 \text{ об/мин}$. Поэтому в обозначениях турбин АЭС часто указывается частота вращения ротора турбины дробью после давления, 1/с (или об/мин).

При поставках турбин в страны, где частота сета 60 Гц, аналогично приводится частота вращения ротора турбины

и для ТЭС, и для ТЭЦ, и для АЭС 60 л/с (или 3600 об/мин). Последним в обозначении указывается номер модификации турбины.

Примеры обозначений

К-800-23,5-5 (или К-800-240-5) конденсационная турбина номинальной мощностью 800 МВт на начальное давление 23,5 МПа (240 кгс/см²), пятой модификации;

ПТ-140/165-12,8/1,5 2 (или ПТ-140/165-130/15-2) теплофикационная турбина с производственным и отопительным отборами, номинальной мощностью 140 МВт, максимальной мощностью 165 МВт на начальное давление 12,8 МПа (130 кгс/см²), давление производственного отбора 1,5 МПа (15 кгс/см²), второй модификации.

КТ-1070-5,9/25-3 (или КТ-1070-60/1500-3) теплофикационная турбина (для АЭС с реакторами ВВЭР) мощностью 1070 МВт на начальное давление 5,9 МПа (60 кгс/см²) с большими отопительными отборами регулируемого давления, на частоту вращения 25 л/с (1500 об/мин), третьей модификации.

Государственный стандарт на турбины для привода турбогенераторов охватывает агрегаты мощностью от 2,5 до 1600 МВт, предусматривает для небольшой мощности (до 12 МВт) это турбины типа Р, П, ПР и ПТ) параметры свежего пара 3,4 МПа и 435°С. Для несколько большей мощности (12 и 25 МВт типа Р, ПР и ПТ) параметры 8,8 МПа и 535°С. Для турбин на параметры свежего пара 12,8 МПа и температуру 540 и 555°С номинальная мощность находится в диапазоне от 50 МВт (типа Р) и 80 МВт (типа ПТ) до 500 МВт. В некоторых из этих турбин предусмотрен промежуточный перегрев до $t_{\text{пр}} = 540^\circ\text{C}$. Крупные конденсационные энергоблоки сверхкритического давления изготавливаются на 23,5 МПа и 540/540°С, начиная от мощности 300 МВт; при тех же параметрах производителю теплофикационная турбина Т-250/300-23,5 номинальной мощностью 250 МВт.

В ГОСТ 3618-82 для ряда типоразмеров турбин указаны максимальные мощности, номинальные противодавления и давления регулируемого отбора: для турбин типа Т, ПТ, П, ПР номинальный расход отбираемого пара. Кроме того, для всех турбин (кроме типа Р и ПР) указана температура охлаждающей воды, для конденсационных турбин равная 12 и 15°С, для теплофикационных 20 и 27°С, а также температура питательной воды.

В стандарте дается пояснение основных терминов характеризующих типоразмеры турбин. Номинальной мощностью конденсационных турбин называется мощность, которую турбина должна длительно развивать на клеммах турбогенератора при номинальных значениях всех других основных параметров

и при использовании нерегулируемых отборов пара для постоянных собственных нужд энергоблока. Для теплофикационных турбин номинальная мощность обеспечивается без этого последнего условия. Максимальная мощность теплофикационных турбин должна обеспечиваться при конденсационном режиме или при определенных соотношениях расходов отбираемого пара и давления пара в отборах или противодавления при номинальных значениях других основных параметров.

Начальными параметрами являются параметры свежего пара перед стопорным клапаном турбины, а температура промпрегрева относится к нару перед стопорным клапаном цилиндра среднего (низкого) давления турбины. Давление пара в отборе измеряется в отборном патрубке турбины. ГОСТ 3618-82 (см. также табл. 1.3) дает указания о допустимом и предусматриваемом при проектировании турбины отклонении начальных параметров и температуры промпрегрева, пределах регулирования давления регулируемого отбора и противодавления и ряд других требований.

Для конденсационных турбоустановок для определенных, номинальных значений температуры охлаждающей воды указаны удельные расходы теплоты брутто, которые должны быть не выше данных, приведенных в табл. 1.3.

Для турбин типа Т, П и ПТ указаны удельный расход пара при теплофикационном режиме; для турбин типа Р, ПР и ПР удельные расходы пара (все не выше приведенных в табл. 1.3). Здесь под удельным расходом теплоты брутто понимается расход теплоты, отнесенный к сумме мощностей турбогенератора и турбинного привода питательных насосов. Также подсчитывается удельный расход пара, регламентируемый ГОСТ.

Типоразмеры турбин АЭС не вошли в ГОСТ 3618-82, их мощности и параметры представлены в табл. 1.4. В таблице приведены характеристики турбин и турбоустановок мощностью 50 МВт и выше, выпускаемых энергомашиностроительной промышленностью СССР. За отдельным исключением в табл. 1.4 не помещены характеристики специальных турбин, предназначенных для экспорта и отличающихся частотой вращения, параметрами пара. В табл. 1.4 вошли характеристики последних модификаций турбин, изготавливаемых турбинными заводами. Модернизированные модификации турбин рассмотрены в гл. 10.

Государственный стандарт не указывает типоразмеры вновь проектируемых турбин, некоторых несерийных турбин, а также турбин, предназначенных для экспорта. Ряд этих турбин представлен в табл. 1.4. В табл. 10.2 приведены характеристики основных турбин, используемых для привода питательных

Таблица 13 Типоразмеры турбин или агрегата турбогенераторов¹

Марка турбины	Мощность $N_{э, турб. / A_{э, макс}}$ МВт	Параметры		
		p_0 , МПа	$t_0(t_{max})$, °C	$p_{зад}/p_0$, МПа
K 210/130 K 500-130*	210/ 500/	12,8 12,8	540/540 510/510	—
K 300-240 K 500-240 K 800-240 K-1200-240 K 1600-240*	300/ 500/ 800/ 1200/ 1600/	23,5	540/540	—
П 6-35/5	6/6-6	3,4	435	0,50/
T 110/120-130	110/120	12,8	555/	0,09/
T 175/210-130	175/210		540/540	0,10/
T 180/210-130	180/210		540/540	0,09/
I 250/300-240	250/300	23,5	540/540	0,09/
ПТ 12/15-35/10	12/15	3,4	435	1,00/ 0,12
ПТ-25/30 90/10	25/30	8,8	535	1,00/ 0,12
ПТ-80/100-130/13	80/100	12,8	555	1,30/ 0,09/
ПТ 135/162-130/15	135/162		555	1,45/ 0,08
P-2,5 35/3 P-4 35/5 P-6 35/5 P-6 35/10	2,5/ 4,0/ 6,0/ 6,0/	3,4	435/	0,30/ 0,50/ 0,50/ 1,00/
P 12-35/5 P 12-90/31	12/ 12/	3,4 8,8	435/ 535/	0,50/ 1,30/
P-50/60-130/13 P 100/105-130/15	50/ 100/	12,8	555/	1,30/ 1,45/

1401236 МВт

$G_{отв}$ т/ч	Температура воды		Удельный расход пара при выходе из турбины, кг/кВт·ч	$t_{отв}$, °C	Удельный расход пара при выходе из турбины, кг/кВт·ч
	$t_{вх}$, °C	$t_{отв}$, °C			
—	240 240	—	8070 8540	12 15	—
—	270	13, 15	7725 7640 7640 7650	12 12 12 12	—
40	145	20	17100	20	9,20
340	230		9080	20	4,30
520	230	20; 27	8790	20	4,25
460	250		8440/8625	20/27	3,65
620	265		8145	20	3,60
50/40	145	20	12580	20	9,00
70/50	215		10630		6,30
185/130	250	20	9590	20	5,60
320/210	230	20; 27	9440		5,55
—	—	—	—	—	8,90 10,15 9,80 14,20
—	—	—	—	—	9,40 15,35
—	230	—	—	—	7,40 7,70

Марка турбины	Мощность $N_{\text{турб.}}/N_{\text{электр.}}, \text{ МВт}$	Параметры		
		$p_0, \text{ МПа}$	$t_0, \text{ }^\circ\text{C}$	$p_{\text{конд}}, \text{ МПа}$
ПР-6-35/10/1,2 ПР-6-35/10/5 ПР-6-35/15/5	6,0/	3,4	435/	1,0/0,12 1,0/0,50 1,45/0,50
ПР-12-15-90/15/7 ТР-110-130	12/ 110/	5,8 12,8	535/ 555/	1,45/0,70 0,09/0,07

¹ Согласно ГОСТ 3618-82. В обозначениях (типоразмер) давления приведены в кгс/см².

* Основные параметры уточнены при проектировании.

** Предельное отклонение $\pm 10\%$.

*** Предельное отклонение $\pm 10^\circ\text{C}$.

Таблица 14 Основные показатели стационарных паровых турбин

№ п.п.	Наименование	Для ТЭС		
		К-50-8-8-3 ЛМЗ	К-100-8-8-6 ЛМЗ	К-125-12-8 ЛМЗ
1	Типоразмер	К-50-8-8-3 ЛМЗ	К-100-8-8-6 ЛМЗ	К-125-12-8 ЛМЗ
2	Заводной отопитель	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ
3	Год постройки***	1955	1958	Проект
4	Мощность, номинальная, МВт	50	110	125
5	Мощность максимальная, МВт	55	115	
6	Частота вращения, 1/с	50	50	50
7	Давление свежего пара, МПа	8,83	8,83	12,75
8	Температура свежего пара, $^\circ\text{C}$	535	535	540
9	Сухость свежего пара	Нет	Нет	Нет
10	Температура промперегрева, $^\circ\text{C}$	Нет	Нет	540
11	Давление после промперегрева, МПа	Нет	Нет	2,03
12	Максимальный расход свежего пара, кг/с	51,7	117	103
13	Тепловая регулируемая нагрузка, ГДж/ч	Нет	Нет	Нет
14	Тепловая нерегулируемая нагрузка, ГДж/ч	Нет	Нет	314
15	Номинальное давление производственного отбора, МПа	Нет	Нет	Нет
16	Номинальный производственный отбор, кг/с	Нет	Нет	Нет
17	Давление верхнего отопительного отбора, МПа	Нет	Нет	Нет

Продолжение табл. 13

$G_{\text{сб.}} \text{ т/ч}$	Температура воды		Удельный расход тепла брутто при конденсационном режиме, ГДж/(кВт ч)	$t_{\text{конд}}, \text{ }^\circ\text{C}$	Удельный расход пара при теплотехническом режиме, кг/(кВт ч)
	$t_{\text{вх}}, \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{\text{вых}}, \text{ }^\circ\text{C}$			
50	—	—	—	—	11,5
50	—	—	—	—	13,0
40	—	—	—	—	13,9
75	—	—	—	—	9,75
350	230	—	—	—	4,30

Для ТЭС

К-200-12-8-7 ЛМЗ	К-210-12-8-3(6) ЛМЗ 1958	К-210-12-8-8 ЛМЗ	К-300-16-6-2 ЛМЗ
200	210	210	310
	215		
50	50	50	50
12,75	12,75	12,75	16,6
540	540	535	540
Нет	Нет	Нет	Нет
540	540	535	540
2,4	2,34	2,43	3,83
186,1	186,1	186,1	266,6
Нет	Нет	Нет	Нет
Нет	Нет	Нет	Нет
Нет	Нет	Нет	Нет
Нет	Нет	Нет	Нет
Нет	Нет	Нет	Нет

№ и п	Наименование	Для ТЭС			Для ТЭС			
18	Давление рабочего отопи- тельного отбора, МПа	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
19	Номинальный отопите- льный отбор, кг/с	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
20	Число регенеративных отборов	8	8	7	7	7	7	7
21	Температура питательной воды, °С	216	227	246	247	242	248	256
22	Температура охлаждаю- щей воды, °С	10	10	15	Воздушное охлаж- дение Нет	12	30	22
23	Расход охлаждающей воды, м³/ч	8000	16000	16000	0,0098 0,031 3,35	25000	0,0087	0 0064
24	Конечное давление, МПа	0,0034	0,0034	0,0039		0,0039		
25	Удельный расход пара, кг/(кВт ч)	3 72	3 84	2 96				
26	Удельный расход теп- лоты брутто (гарантир- ный), кДж/(кВт ч)	9274	9093	8332	—	8070		
27	Конструктивная схема турбины	Одновальпин- дровная	1 × 1 + 1 × 2	1 × 1 + 1 × 1	1 × 1 + 1 × 1 + 1 × 2	1 × 1 + 1 × 1 + 1 × 2	1 × 1 + 1 × 1 + 1 × 2	1 × 1 + 1 × 2
28	Тип парораспределения	Сопловое	Сопловое	Сопловое	Сопловое	Сопловое	Сопловое	Сопловое
29	Тип регулирующей сту- пени	Одновесничная	Одновесничная	Одновесничная	Одновесничная	Одновесничная	Одновесничная	Одновесничная
30	Число ступеней	p + 22	p + 19 + 2 × 5	p + 13 + 14	p + 11 + 11 + 2 × 3	p + 11 + 11 + 2 × 4	p + 11 + 11 + 2 × 3	p + 9 + 12 + 3 × 5
31	Длина последней лопат- ки, мм	665	665	960	550	765	755	755
32	Средний диаметр послед- ней ступени, мм	2000	2000	2480	1900	2100	2105	2275
33	Суммарная колышевая площадь последней сту- пени, м²	4,18	8,36	7,46	6,57	15,28	9 99	16,2
34	Длина турбины, м	8,9	14,7	14,8	19,2	20,3	19,2	21,3
35	Удельная масса турбины, кг/кВт	3,3	2,7	2,8	2,3	2,6	2,3	2,3
36	Коэффициент готовности (гарантийный)	0,98	0,98	0,97	0,98	0,98	0,98	0,98
37	Наработка на отказ (га- рантийная), ч	6000	6000	6000	7000	7000	7000	6250
38	Примечания	—	—	—	—	—	Полугорный выход	—

Продолжение табл. 14

№ и п	Наименование	Для ТЭС		
1	Типоразмер	K-300-23,5-3	K-450-12,8	K-500-23,5-4
2	Завод-изготовитель	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ
3	Год постройки***	1960	1961	1981
4	Мощность номинальная, МВт	300	453	525

Для ТЭС			
K-500-16,3-2	K-800-23,5-5	K-1200-23,5-3	
ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	
1972	1964	1977	
500	850	1200	

№ п. п.	Наименование	Для ТЭС			Для ТЭС		
5	Мощность максимальная, МВт				50	50	50
6	Частота вращения, 1/с	50	50	50	16,28	23,54	23,54
7	Давление свежего пара, МПа	23,54	12,75	23,54			
8	Температура свежего пара, °С	540	540	540	535	540	540
9	Сухость свежего пара	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
10	Температура промпарогрева, °С	540	540	540	535	540	540
11	Давление после промпарогрева, МПа	3,65	3,28	3,75	3,6	3,3	3,5
12	Максимальный расход свежего пара, кг/с	270,6	458,5	458,3	475,5	736,1	1097,2
13	Тепловая регулируемая нагрузка, ГДж/ч	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
14	Тепловая регулируемая нагрузка, ГДж/ч	420	293,3		586	167	
15	Полновесное давление производственного отбора, МПа	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
16	Номинальный производственный отбор, кг/с	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
17	Давление верхнего отопительного отбора, МПа	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
18	Давление нижнего отопительного отбора, МПа	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
19	Номинальный отопительный отбор, кг/с	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
20	Число регенеративных отборов	8	1	8	7	8	9
21	Температура питательной воды, °С	275	65	276	250	274	274
22	Температура охлаждающей воды, °С	12	12	12	22	12	12
23	Расход охлаждающей воды, м³/ч	36 000	51 480	51 480	55 000	73 000	106 000
24	Конечное давление, МПа	0,0034	0,0038/0,0049	0,0033	0,0059	0,0034	0,0035
25	Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	—	—	—	—	7640	7650
26	Удельный расход теплоты brutto (гарантийный)¹, кДж/(кВт·ч)	7125	9093	7640	—	—	—
27	Конструктивная схема турбины	1+1+1×2	1+1×2+2×2	1+1×2+2×2	1+1×2+2×2	1+1×2+3×2	1+1×2+3×2
28	Тип парораспределения	Сопловое	Сопловое	Сопловое	Сопловое	Сопловое	Дроссельное
29	Тип регулирующей ступени	Одновесная	Одновесная	Одновесная	Одновесная	Одновесная	Нет
30	Число ступеней	p+11+12+1+3×5	p+9+2×11+4×5	p+11+2×11+4×5	p+8+2×11+4×5	p+11+2×9+6×5	8+2×8+3×5
31	Длина последней лопатки, мм	960	960	960	960	960	1200

№ п.п.	Наименование	Для ГЭС		
32	Средний диаметр последней ступени, мм	2480	2480	2480
33	Суммарная кольцевая площадь последней ступени, м ²	22,44	29,92	29,92
34	Длина турбины, м	21,3	30,9	29,9
35	Удельная масса турбины, кг/кВт	2,3	2,1	2,0
36	Коэффициент готовности (гарантийный)	0,98	0,98	0,98
37	Наработка на отказ (гарантийная), ч	6250	6000	6250
38	Примечания	Для ПГУ-800		

Для ГЭС		
2480	2480	3000
29,92	44,88	67,86
30	39,7	47,9
1,9	1,62	1,57
0,98	0,98	0,98
6250	6250	6250
На скользящем давлении		

№ п.п.	Наименование	Для ГЭС		
1	Типоразмер	К-50-8,8/60	К-100-12,8/60-2	К-220-12,8/60
2	Завод-изготовитель	ХТЗ	ХТЗ	ХТЗ
3	Год постройки***	1963	1973	222
4	Мощность номинальная, МВт	50	100	222
5	Мощность максимальная, МВт	53,5	108	
6	Частота вращения, 1/с	60	60	60
7	Давление свежего пара, МПа	8,83	12,75	12,75
8	Температура свежего пара, °С	535	540	540
9	Сухость свежего пара	Нет	Нет	Нет
10	Температура перегрева, °С	Нет	540	540
11	Давление после перегрева	Нет	2,61	2,65
12	Максимальный расход свежего пара, кг/с	550		186,1
13	Тепловая регулируемая нагрузка, ГДж/ч	Нет	Нет	Нет
14	Тепловая перегрузочная нагрузка, ГДж/ч	Нет	Нет	Нет
15	Номинальное давление производственного отбора, МПа	Нет	Нет	Нет
16	Номинальный производственный отбор, кг/с	Нет	Нет	Нет
17	Давление верхнего отопительного отбора, МПа	Нет	Нет	Нет
18	Давление нижнего отопительного отбора, МПа	Нет	Нет	Нет
19	Номинальный отопительный отбор, кг/с	Нет	Нет	Нет

Для ГЭС					
К-170-12,8-3	К-300-23,5-3	К-310-23,5-3	К-320-23,5-4	К-500-17,7	К-500-23,5-2
ХТЗ	ХТЗ	ХТЗ	ХТЗ	ХТЗ	ХТЗ
	1960			1964	
	360	310		500	
178	320	327	329	524/518	540
50	50	50	50	50	50
12,75	23,54	23,54	23,54	17,65	23,54
540	560**	540	540	540	540
Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
540	565**	540	540	540	540
3,0	3,7	3,6	3,69	3,66	3,81
150	264	278	278	444	462,2
Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
630	Нет	920	380	До 450	105
Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет

№ п.п.	Наименование	Для ТЭС		
20	Число регенеративных отборов	6	8	7
21	Температура питательной воды, °С	215	234	—
22	Температура охлаждающей воды, °С	—	—	—
23	Расход охлаждающей воды, м³/ч	—	—	—
24	Конечное давление МПа	0,0098	0,0093	0,0064
25	Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	—	—	—
26	Удельный расход теплоты брутто (гарантийный), кДж/(кВт·ч)	9600	8890	8734
27	Конструктивная схема турбины	1×1+1×1	1×1+1×1+1×2	1+1+1×2
28	Тип парораспределения	Сопловое	Сопловое	Сопловое
29	Тип регулирующей ступени	Одновечная	Одновечная	Одновечная
30	Число ступеней	$p+10+9$	$p+8+14+2 \times 4$	$p+5+6+2 \times 4$
31	Длина последней лопатки, мм	620	525	767
32	Средний диаметр последней ступени, мм	1700	1654	—
33	Суммарная кольцевая площадь последней ступени, м²	3,31	5,46	—
34	Длина турбины, м	—	—	17,7
35	Удельная масса турбины, кг/кВт	2,46	3,6	—
36	Коэффициент готовности (гарантийный)	—	0,97	0,97
37	Наработка на отказ (гарантийная), ч	—	5500	5500
38	Примечания	—	—	—

¹ При чисто конденсационном режиме

² При теплофикационном режиме

** Турбина взаимодействует с $t_{\text{ср}} = 540/540$ °С, тогда $q_{\text{ср}} = 7725$ кДж/(кВт·ч)

*** Относится к первой модификации

Для ТЭС					
6	9	9	9	8	9
238	275	276	277	275	274
12	12	12	20	5/22	12
—	34800	—	—	—	51 500
0,0038	0,0036	0,0037	0,0048	0,0027/0,005	0,0039
8372	7659**	7700	7620	7700/7787	7640
1+1+1×2	1×1+1+1×2	1×1+1×1+1×2	1×1+1×1+1×2	1×1+1×1+1×2	1×1+1×1+1×2
Сопловое	Сопловое	Сопловое	Сопловое	Сопловое	Сопловое
Одновечная	Односплошная	Одновечная	Односплошная	Одновечная	Односплошная
$p+4+8+1 \times 2 \times 6$	$p+10+12+3 \times 5$	$p+8+11+4 \times 2 \times 4$	$p+8+9+4 \times 2 \times 5$	—	$p+9+11+2 \times 5$
780	1050	1030	1030	1030	1030
2125	2250	2530	2530	2530	2530
10,41	25,23	16,37	16,37	32,74	32,74
14,5	22	22,1	20,3	30	29,5
—	2,05	2,36	1,99	1,87	1,8
—	0,97	0,98	0,98	—	0,98
—	—	6000	6000	—	6000
Модернизация	Модернизация	Модернизация	Модернизация	Модернизация	Модернизация

(по ГОСТ)

№ п.п.	Наименование	Для АЭС		
1	Типоразмер	К 210-4,4/60	К 220-4,4-3	К 220-4,4-4
2	Завод изотопитель	ХТЗ	ХТЗ	ХТЗ
3	Год постройки	1973	1975	1984

Для АЭС				
К 220-4,4-5	К 500-6,4-2	К 750-6,4/50	К 500-5,9/25	К 1000-5,9/25-1
ХТЗ	ХТЗ	ХТЗ	ХТЗ	ХТЗ
1973	1970	1981	1975	1979

№ п. п.	Наименование	Для АЭС		
4	Мощность номинальная, МВт	214	220	220
5	Мощность максимальная, МВт		235	220
6	Частота вращения, 1/с	60	50	50
7	Давление свежего пара, МПа	4,31	4,31	4,31
8	Температура свежего пара, °С	255	255	255
9	Суходость свежего пара	0,995	0,995	0,995
10	Температура перегрева, °С	240	240	240
11	Давление после перегрева, МПа	0,63	0,265	0,66
12	Максимальный расход свежего пара, кг/с	376,7	395	376,7
13	Тепловая регулируемая нагрузка, ГДж/ч	Нет	Нет	Нет
14	Тепловая нерегулируемая нагрузка, ГДж/ч		209	313
15	Номинальное давление производственного отбора, МПа	Нет	Нет	Нет
16	Номинальный производственный отбор, кг/с	Нет	Нет	Нет
17	Давление верхнего отопительного отбора, МПа	Нет	Нет	Нет
18	Давление нижнего отопительного отбора, МПа	Нет	Нет	Нет
19	Номинальный отопительный отбор, кг/с	Нет	Нет	Нет
20	Число регенеративных отборов	7	8	7
21	Температура питательной воды, °С	225	225	227
22	Температура охлаждающей воды, °С	25	5	21
23	Расход охлаждающей воды, м³/ч	—	36 550	—
24	Конечное давление, МПа	0,009	0,003	0,0063
25	Удельный расход теплоты brutto (гарантийный)¹, кДж/(кВт·ч)	11 595	10 840	11 193
26	Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	—	—	—
27	Конструктивная схема турбины	1×1+1×2	1×1+2×2	1×1+1×2
28	Тип парораспределения	Дроссельное	Дроссельное	Дроссельное
29	Тип регулирующей ступени	Нет		Нет
30	Число ступеней	5+2×4	6+4×5	5+2×4
31	Длина последней лопатки, мм	767	1030	920
32	Средний диаметр последней ступени, мм	2350	2530	2820

Для АЭС				
225	500	750	500	1000
547	547	808	530	1100
50	50	50	25	25
4,31	6,45	6,37	5,88	5,88
255	280	280	274	274
0,995	0,995	0,995	0,995	0,995
240	263	263	250	250
0,67	0,29	0,49	1,15	1,12
376,7	798		841	1761
Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
880	313	630	126	335
Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
7	7	6	7	7
227	168	190	223	223
22	12	15	22	15
	82 880	122 600	—	159 920
0,0066	0,0039	0,0044	0,0060	0,0040
11 000	10 840	10 676	10 823	10 380
1×1+1×2	1×2+4×2	1×2+4×2	(1+1)+1×2	1×2+1×2+4×3×2
Дроссельное	Дроссельное	Дроссельное	Дроссельное	Дроссельное
Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
5+2×4	2×5+8×5	2×6+8×5	7+4+2×5	2×7+2×4+6×5
920	852	1030	1450	1450
2820	2352	2530	4150	4150

№ п.п.	Наименование	Для АЭС		
		11,3	32,74	16,3
33	Суммарная колебательная площадь тепловой трубы, м ²	15,6	23,3	15,6
34	Длина турбины, м	1,8	3,3	1,9
35	Удельная масса турбины, кг/м ³	0,98	0,97	0,97
36	Коэффициент готовности (гарантийный)	6000	6000	—
37	Наработка на отказ (гарантийная), ч	с ВВЭР-440		
38	Примечания			

Для АЭС				
16,3	50,36	65,48	37,8	113,4
15,5	40,0	40,6	24,8	56,8
0,97	0,98	0,97	0,97	0,97
6000	7500	6000	5500	
с ВВЭР 440	с РБМК 1000	с РБМК 1500	с ВВЭР-1000	

№ п.п.	Наименование	Для АЭС		
		К-1000-59/25-2	К-1100-59/25-4	К-1000-59/25-5
1	Типоразмер	ХТЗ	ХТЗ	ХТЗ
2	Завод-изготовитель	1982	Проект	1000
3	Год постройки ***	1000	1089	25
4	Мощность тепловая, Мвт	1114	25	5,88
5	Мощность максимальная, Мвт	25	25	5,88
6	Частота вращения, 1/с	274	274	274
7	Давление насыщенного пара, МПа	0,995	0,995	0,995
8	Температура насыщенного пара, °С	250	250	250
9	Сухость насыщенного пара	1,14		
10	Температура промиссерации, °С			
11	Давление поле промиссерации, МПа			
12	Максимальный расход насыщенного пара, кг/с	1761	1761	1761
13	Тепловая регулируемая нагрузка, ГДж/ч	Нет	Нет	Нет
14	Тепловая нерегулируемая нагрузка, ГДж/ч	838	1884	1884
15	Номинальное давление производственного отбора, МПа	Нет	Нет	Нет
16	Номинальный производственный отбор, кг/с	Нет	Нет	Нет
17	Давление верхнего отопительного отбора, МПа	Нет	Нет	Нет
18	Давление нижнего отопительного отбора, МПа	Нет	Нет	Нет
19	Номинальный отопительный отбор, кг/с	Нет	Нет	Нет
20	Число регенеративных отборов	7	—	—
21	Температура питательной воды, °С	220		

Для АЭС				
КТ 1070-59/25-3	ТК 450-500-55	К-1000-59-4	К-1000-59-2	К-800-12-8
ХТЗ	ТМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ
—	Проект	1984	Проект	В производстве
	450	1074	1023	830
1082	500	1172		856
25	50	50	50	50
5,88	5,88	5,88	5,88	12,75
274	274	274	274	485
0,995	0,995	0,995	0,995	Нет
250	250	250	250	250
9,7	9,7	0,51		0,44
1761		1630,5	1630,5	
Нет	2094	Нет	Нет	Нет
5020	Нет	838	2090	1050
Нет	Нет	Нет	Нет	
Нет	Нет	Нет	Нет	25
Нет	0,059 0,294	Нет	Нет	Нет
Нет	0,039 0,196	Нет	Нет	Нет
Нет		Нет	Нет	Нет
—	7	8	7	7
	215	218	215	211

№ п.п.	Наименование	Для АЭС		
22	Температура охлаждающей воды, °С	15	—	—
23	Расход охлаждающей воды, м³/ч	169 800	—	—
24	Конечное давление, МПа	0,0037	0,004	0,006
25	Удельный расход теплоты, брутто (гарантийный) ¹ , кДж/(кВт·ч)	10 237	10 237	10 465
26	Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	—	—	—
27	Конструктивная схема турбины	1+2+3+2	1×2+3×2	1×2+2×2
28	Тип парораспределения	Дроссельное	Дроссельное	Дроссельное
29	Тип регулирующей ступени	Нет	Нет	Нет
30	Число ступеней	2×7+6×7	2×7+6×7	—
31	Длина последней лопатки, мм	1450	1450	1450
32	Средний диаметр последней ступени, мм	4150	4150	4150
33	Суммарная кольцевая площадь последней ступени, м²	113,4	113,4	75,6
34	Длина турбины, м	50,7	50,4	39,7
35	Удельная масса турбины, кг/кВт	2,85	2,85	—
36	Коэффициент готовности (гарантийный)	0,97	0,97	—
37	Наработка на отказ (гарантийная), ч	6000	—	—
38	Примечания	с ВВЭР-1000		

¹ При чисто конденсационном режиме.² Предпроектные проработки

*** Относится к первой модификации

Для АЭС				
—	27	20	20	15
—	66 000	170 000	170 000	—
0 006	0,0006 6,84	0 0049	0 0040	0,0039
10 465	11 262	10 475	10 362	8925
1×2+2×2	1×2+1×2+2×2	1×2+4×2	1×2+4×2	1+1+2×2
Дроссельное	Дроссельное	Дроссельное	Дроссельное	Дроссельное
Нет	2×2 поворотные турбины, 2×6+2(p+3) +2(p+2)+2(p+3)	Нет	Нет	Нет
—	—	2×5+8×5	2×5+8×5	4+6+2×5
1450	940	1200	1200	1200
4150	2390	3000	3000	3000
75,6	28,2	90,48	90,48	45,24
39,7	33,9	51,6	51,6	—
—	3,0	2,40	2,4	—
0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
6000	7000	6250	—	7500
с ВВЭР-1000 Для АТЭС		с ВВЭР-1000		с БНР-800

№ п.п.	Наименование	Для ТЭС		
1	Типоразмер	T 250/300 23,5- 3	T-185/220-12,8- 2	T-110/120-12,8- 5
2	Завод-изготовитель	ТМЗ	ТМЗ	ТМЗ
3	Год постройки***	1971	1985	1961
4	Мощность номинальная, МВт	250	185	110

Для ТЭС			
ПТ 135/162-12,8/1 5	ЛТ 50/60-12,8/0,7	Р 100-12,8/1 3 2	Р-40 12,8/3,0
ТМЗ 1973 135	ТМЗ 1959 50	ТМЗ 1966 102	ТМЗ 1965 40

№ п.п.	Наименование	Диаг. ТЭЦ				Диаг. ТЭЦ			
5	Мощность максимальная, МВт	300	220	120	165	60	107	43	
6	Частота вращения, 1/с	50	50	50	50	50	50	50	
7	Давление свежего пара, МПа	23,54	12,75	12,75	12,75	12,75	12,75	12,75	
8	Температура свежего пара °С	540	555	555	555	565	555	565	
9	Сухость свежего пара	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	
10	Температура промпарегрева, °С	540	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	
11	Давление после промпарегрева, МПа	3,68	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	
12	Максимальный расход свежего пара, кг/с	272,2	225	135	211	83	225	130,6	
13	Тепловая регулируемая нагрузка, ГДж/ч	1465	1170	750	586	420	Нет	Нет	
14	Тепловая регулируемая нагрузка, ГДж/ч	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	
15	Номинальное давление производственного отбора, МПа	Нет	Нет	Нет	1,18 2,06	0,5 1,0	1,18 -2,06	2,8 3,5	
16	Номинальный производственный отбор, кг/с	Нет	Нет	Нет	88,9	32,8	191,6	123,7	
17	Давление верхнего отопительного отбора, МПа	0,059 0,196	0,059 0,29	0,059 0,245	0,059 0,245	0,06 0,245	Нет	Нет	
18	Давление нижнего отопительного отбора, МПа	0,049 0,147	0,049 0,196	0,049 0,196	0,039 0,117	0,05 0,2	Нет	Нет	
19	Номинальный отопительный отбор, кг/с	—	—	—	—	42	—	Нет	
20	Число регенеративных отборов	8	7	7	7	7	1 3 6	1	
21	Температура питательной воды, °С	263	232	232	232	230	234	Нет	
22	Температура охлаждающей воды, °С	20	20	20	20	20	—	Нет	
23	Расход охлаждающей воды, м³/ч	28000	24800	16000	12406	—	—	Нет	
24	Конечное давление, МПа	0,0058	0,0050	0,0056	0,0062	0,054	1,45	3,0	
25	Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	3,6	4,25	4,3	5,55	5,15	7,77	11,4	
26	Удельный расход теплоты - brutto (гарантийный)¹, кДж/(кВт·ч)	8145	8760	9060	9440	—	—	—	
27	Конструктивная схема турбины	1+1+1+1+1+2+1+2	1+1+1+1+1+2	1+1+1+1+1+2	1+1+1+1+1	1+1+1+1+1	1+1	1+1	
28	Тип парораспределения	Сопловое	Сопловое	Сопловое	Сопловое	Сопловое	Сопловое	Сопловое	
29	Тип регулирующей ступени	Одновенечная и две поворотные диафрагмы	Одновенечная и поворотная диафрагма	Двухвенечная и две поворотные диафрагмы	2 одновенечные и две поворотные диафрагмы	Двухвенечная и две поворотные диафрагмы	Одновенечная	Двухвенечная	

№ п. п.	Наименование	Для ТЭЦ		
30	Число ступеней	$p+5+6+10+2 \times 6+2(p+2)$	$p+6+5+9+2$	$p+8+14+2(p+1)$
31	Длина последней лопатки, мм	940	830	550
32	Средний диаметр последней ступени, мм	2390	2280	1915
33	Суммарная кожуховая площадь последней ступени, м ²	14,1	11,8	6,62
34	Длина турбины, м	26,6	21,4	18,6
35	Удельная масса турбины, кг/кВт	2,64	2,98	3,0
36	Коэффициент готовности (гарантийный)	0,98	0,98	0,98
37	Наработка на отказ (гарантийная), ч	7500	7500	7500
38	Примечание			

Для ТЭЦ			
$p+6+6+p+6+p+1+p+2$	$p+8+7+p+5+p+1$	$p+6+6$	$p+8$
830	550	127	—
2280	1915	1127	—
11,8	3,31		
15,3		9,1	
2,36		1,38	—
0,98	—	0,98	
7500		7500	

№ п. п.	Наименование	Для ГЭЦ		
1	Типоразмер	T-50/60-12,8-6	P-50/60-12,8/1,32	ПТ-60/75-12,8/1,3
2	Завод-изготовитель	ТМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ
3	Год постройки ***	1960	1962	1980
4	Мощность номинальная, МВт	50	52,7	60
5	Мощность максимальная, МВт	60	60	75
6	Частота вращения, 1/с	60	50	50
7	Давление свежего пара, МПа	12,75	12,75	12,75
8	Температура свежего пара, °C	555	555	565
9	Сухость свежего пара	Нет	Нет	Нет
10	Температура промпарегрева, °C	Нет	Нет	Нет
11	Давление после промпарегрева, МПа	Нет	Нет	Нет
12	Максимальный расход свежего пара, кг/с	70,8	130,6	110
13	Тепловая регулируемая нагрузка, ГДж/ч	377		284
14	Тепловая нерегулируемая нагрузка, ГДж/ч	Нет	Нет	Нет

Для ТЭЦ		
ПТ-60/100-12,8/1,3	T-180/210-12,8-1	T-180/210-12,8-2
ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ
1982	1982	
80	180	180
100	210	215
50	50	50
12,75	12,75	12,75
555	540	540
Нет	Нет	Нет
Нет	540	540
Нет	2,49	2,49
130,6	186,1	186,1
284	1089	1089
Нет	Нет	Нет

№ п. п.	Наименование	Для ТЭЦ		
15	Номинальное давление производственного отбора, МПа	Нет	Нет	1,28
16	Номинальный производственный отбор, кг/с	Нет	Нет	38,8
17	Давление верхнего отопительного отбора, МПа	0,059 0,245	Нет	0,12
18	Давление нижнего отопительного отбора, МПа	0,049 0,196	Нет	
19	Номинальный отопительный отбор, кг/с	—	Нет	27,8
20	Число регенеративных отборов	7	3	7
21	Температура питательной воды, °C	225	—	233
22	Температура охлаждающей воды, °C	20	Нет	20
23	Расход охлаждающей воды, м³/ч	8000	Нет	
24	Конечное давление, МПа	0,0051	1,28	—
25	Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	4,9	7,4	5,75*
26	Удельный расход топлива (гарантийный), кДж/(кВт·ч)	9337	—	—
27	Конструктивная схема турбины	1×1+1×1	1×1	1×1+1×1
28	Тип парораспределения	Сопловое	Сопловое с внутренним обводом	Сопловое с внутренним обводом
29	Тип регулирующей ступени	Двухстворчатая и поворотная диафрагма	Одностворчатая	Две одностворчатые и поворотная диафрагма
30	Число ступеней	$p+8+9+2$ 458	$p+16$	$p+16+2p+11$ 665
31	Длина последней лопатки, мм	1596	931	2000
32	Средний диаметр последней ступени, мм	2,3	0,36	4,18
33	Суммарная площадь последней ступени, м²	13,0	8,9	14,5
34	Длина турбины, м	4,6	2,7	3,5
35	Удельная масса турбины, кг/кВт	0,97	0,98	0,995
36	Коэффициент готовности (гарантийный)			

Для ТЭЦ		
1,28	Нет	Нет
51,4	Нет	Нет
0,049 0,245	0,059 0,196	0,059 0,196
0,029 0,098	0,049 0,147	0,049 0,147
	177,8	127,8
7	7	7
249	246	248
26	27	20
8000	22000	22000
5,6*	0,00665 3,65*	0,00661 3,65*
9590	8620	
1×1+1×2	1×1+1×1+1×2	1×1+1×1+1×2
Сопловое с внутренним обводом	Сопловое	Сопловое
Две одностворчатые и поворотная диафрагма	Одностворчатая и поворотные диафрагмы	Одностворчатая и поворотные диафрагмы
$p+16+2p+11$	$p+11+11+2×4$	$p+11+11+2×4$
665	640	755
2000	2090	2000
4,18	8,40	19,46
14,5	20,7	20,7
3,5	2,75	2,75
0,995	0,98	0,98

№ п.п.	Наименование	Для ТЭЦ		
37	Наработка на отказ (гарантийная), ч	7000	7000	
38	Примечания			Модернизация

¹ При конденсационном режиме

^{*} При пиковом режиме

^{***} Относится к текущей модификации

насосов, а в табл. 10.3 приводные турбины ПЗЛ. Для этих турбин имеется ГОСТ 20689-80 «Турбины приводные стационарные для привода компрессоров и нагнетателей» [10]. Ряд дополнительных сведений по турбинам, рассмотренным в табл. 1.4, приведен в гл. 10.

Вопросы к первой главе

1 В каких областях техники используются паровые турбины? Какие они имеют преимущества по сравнению с другими двигателями?

2 В чем принципиальное различие первых паровых турбин активного и реактивного типа?

3 Из каких основных элементов состоит типичная энергетическая паровая турбина?

4 Чему равна частота электрической сети в СССР? Каковы частоты вращения роторов турбин, служащих в Советском Союзе для привода двух и четырехполюсных электрогенераторов?

5 Чем отличаются понятия: турбина, турбогенератор, турбоагрегат, турбоустановка?

6 Перечислите турбостроительные заводы в СССР, изготавливающие стационарные паровые турбины.

7 Какая мощность самой крупной в СССР паровой турбины?

8 Чему примерно равен абсолютный теоретический (термический) КПД турбоустановки?

9 В чем принципиальная разница абсолютных и относительных КПД? Какой из них больше?

10 Как, пользуясь только таблицами термодинамических свойств водяного пара, определить располагаемый теплогерепад турбин конденсационной и с противодавлением?

11 Чем отличается эффективная мощность турбоагрегата от электрической? Какая из них больше?

12 Определите удельный расход теплоты турбоустановки в кДж/(кВт ч) при $\eta_{\text{в}} = 40,0\%$

13 Определите удельный расход условного топлива в г/(кВт ч) при КПД энергоблока, равном 38,0%

14 Изобразите в $T-s$ -диаграмме теоретические циклы Карно и Ренкина при одинаковых параметрах на входе и одинаковой температуре T_k в конд.

98

Для ТЭЦ		
7000	7000	7000

денсаторе. Что такое эквивалентная температура подвода теплоты? Сравните значение T_k с T_0 турбин с начальным перегревом пара ТЭС и турбин насыщенного пара АЭС.

15 Как влияет промежуточный перегрев пара, осуществляемый в котельной установке ТЭС, на термический КПД цикла и на относительный КПД турбины?

16 Изобразите в T_s -диаграмме реальный цикл паротурбинной установки (с учетом потерь в собственно турбине т.е. при $\eta_{\text{в}} < 1$). Как по площадям на этой диаграмме определить абсолютный внутренний КПД $\eta_{\text{в}}$?

17 От чего зависит давление в конденсаторе?

18 Чему примерно равны значения давления в конденсаторе p_k принимаемые при проектировании конденсационных турбин ТЭС и АЭС в Советском Союзе?

19 Как влияет давление свежего пара на термический $\eta_{\text{т}}$ и абсолютный внутренний $\eta_{\text{в}}$ турбоустановки без промежуточного перегрева при $t_0 = \text{const}$?

20 Чем объясняется ограничение в повышении начальной температуры пара? Почему в последние 10–15 лет эта температура несколько снизилась?

21. Что такое КПД турбоустановки брутто и нетто? Как они подсчитываются в случае турбопривода питательного насоса? Где больше относительная мощность питательного насоса в турбоустановке на $p_0 = 23,5$ МПа или на 12,8 МПа?

22 Как выбирается давление промежуточного перегрева в турбинах высоких параметров пара?

23 Чем объясняется выигрыш в экономичности при регенеративном подогреве питательной воды? Сказывается ли этот подогрев на относительном КПД турбины?

24. Почему экономически целесообразны ТЭЦ с комбинированной выработкой тепловой и электрической энергии?

25. Что такое выработка электроэнергии на базе теплового потребления? Почему она является определяющим показателем эффективности комбинированной выработки теплоты и электроэнергии? От чего она зависит?

26. Какие типы реакторов применяются в атомной энергетике СССР?

27. Почему АЭС с реактором БНР и теплоносителем — жидкометаллическим натрием имеют треконтурную схему?

28. Примерно какие параметры свежего пара перед турбиной характерны для АЭС с водоохлаждаемыми реакторами?

7*

29 Для чего в турбоустановках этих АЭС применяются внешняя сепарация и промпрегрев? Как влияет паропаровой промпрегрев на термический КПД турбоустановок насыщенного пара?

30. Какие вы знаете типы ПГУ? Какой из них и при каких условиях может обеспечить наименьший КПД всей установки?

31. Что такое степень бинарности цикла ПГУ?

32. Почему ПГУ с котлом-утилизатором не имеют в паротурбинной части системы регенеративного подогрева питательной воды или он производится всего в одном подогревателе до невысокой температуры $t_{\text{вп}}$?

33 В каких типах ПГУ возможна автономная работа ГТУ и ПГУ?

34 Какой примерно величины может достигнуть КПД нетто ПГУ при оптимальных характеристиках ее элементов и температуре газа на входе в газовую турбину $t_{\text{гв}} = 1100 - 1250^\circ \text{C}$?

35. Какие типы турбин (по назначению) используются в энергетике?

36. Какие основные параметры свежего пара применяются в энергетических турбинах Советского Союза?

37. В каком месте измеряются номинальные параметры свежего пара?

38. Что такое номинальная мощность турбоагрегата и в чем отличие ее для конденсационных и теплотрассовых турбин?

39. Расшифруйте обозначения турбины ТП 60/60-12,8/1,3 2 и К-1000 5,9/25 1

Глава вторая

ТЕЧЕНИЕ ПАРА В ТУРБИННЫХ РШЕТКАХ

2.1. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ СЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ

Преобразование энергии в ступени турбины происходит в результате обтекания лопаровым потоком сопловых неподвижных и рабочих вращающихся лопаток турбины. В потоке возникают потери, которые снижают КПД турбины. Задачей инженера, проектирующего турбину, является такая организация потока, при которой потери имеют наименьшую величину и тем самым обеспечивается высокий КПД турбины. Законы течения сжимаемой жидкости имеют большое значение для изучения тепловых процессов турбины, и они подробно излагаются в курсах газовой динамики [12, 43]

В настоящей главе представлены некоторые основные уравнения, необходимые для тепловых расчетов турбины — определения ее размеров, КПД, а также для оценки явлений, возникающих в процессе изготовления и эксплуатации турбины. Чтобы получить достаточно простые формулы, применимые при инженерных расчетах, приходится вводить ряд упроща-

ющих предположений. В частности рассматривается установившийся поток пара, т. е. предполагается, что параметры потока в любой точке сохраняются неизменными во времени и что их изменение возникает только при переходе от одного сечения к другому. Такое предположение не является точным.

В действительности в турбинной ступени поток подвергается периодическому возмущению вращающиеся рабочие лопатки попеременно то проходят мимо центральной части сопловых каналов, то пересекают след, образующийся за выходными кромками предыдущих лопаток. Таким образом, турбинная решетка обтекается потоком с периодически меняющимися параметрами — скоростью, ее направлением; меняется и усилие, создаваемое паром. В первом приближении предполагается, что процесс является установившимся, а искажающий эту картину течения эффект, вызванный такой периодической нестационарностью, учитывается отдельно. Условие стационарности не соблюдается также при колебаниях параметров и быстром изменении нагрузки турбины.

Для многих практических задач, которые приходится решать при расчете турбины, можно использовать уравнения одномерного течения, выведенные в предположении, что изменения параметров и скорости потока в канале происходят в одном направлении. В ряде случаев (см., например, § 2.4 и 3.4) необходимо рассматривать двух-, а иногда и трехмерный поток в ступени.

Там, где теоретический анализ пока не обеспечивает надежного определения истинного характера течения, на помощь приходит эксперимент, позволяющий сочетать упрощенный математический аппарат с экспериментальными коэффициентами и получать, таким образом, достаточно достоверный результат.

Для расчетов течения сжимаемой жидкости в дальнейшем используются следующие уравнения: уравнение состояния, уравнение неразрывности; уравнение количества движения; уравнение сохранения энергии

Уравнение состояния

Для идеального газа уравнение состояния имеет вид

$$p = RT, \quad (2.1)$$

где R — газовая постоянная.

Для перегретого пара это уравнение неточно, так как коэффициент R зависит от давления и температуры. Значительно точнее соблюдается зависимость

$$h = \sum_{i=1}^n p^i + \text{const.} \quad (2.2)$$

которая говорит о том, что линии постояннойenthalпии являются постоянные производные po .

Недостаточная точность, которая получается, если пользоваться приведенными формулами, а также то обстоятельство, что при расширении пара процесс часто переходит из области перегретого в область влажного пара, когда расчет, по этим формулам еще менее надежен, заставляет пользоваться табличными данными водяного пара.

Широкое распространение при расчетах получили также различные диаграммы водяного пара, в особенности h, s -диаграмма. Вместе с тем следует помнить, что точность расчетов с помощью h, s -диаграммы зависит от масштаба, в котором она построена, и от пределов изменения состояния.

В настоящее время взаимозависимости термодинамических свойств водяного пара представлены формулами, обеспечивающими точность согласно таблицам водяного пара [39]. Однако для учебных целей, для многих инженерных расчетов паровых турбин можно пользоваться упрощенными зависимостями [18а], представленными в приложении 1. Примеры применения зависимостей для расчетов паровых турбин, и в частности довольно простая программа для использования этих зависимостей при расчетах на ЭВМ (см приложение 1), имеются в задатнике по паровым и газовым турбинам [34].

Если предположить, что расширение пара происходит без потерь и без теплообмена с внешней средой, то этот процесс называется изотропным и изменение состояния пара подчиняется уравнению изотропии

Если предположить, что расширение пара происходит без потерь и без теплообмена с внешней средой, то этот процесс называется изотропным и изменение состояния пара подчиняется уравнению изотропии

$$pr^{\gamma} = \text{const}, \quad (2.3)$$

где индекс i характеризует в данном случае удельный объем пара при изотропном процессе, т.е. на линии $\gamma = \gamma_0 = \text{const}$ (рис. 2 I).

Показатель изотропии γ для перегретого водяного пара изменяется в пределах

$\gamma = 1.26 - 1.33$ и в среднем принимается $\gamma = 1.3$, для сухого насыщенного пара $\gamma = 1.135$.

На рис. 2 I изотропный процесс расширения пара в h, s -диаграмме представлен штриховой линией

Уравнение неразрывности

Если через канал проходит массовый расход пара G_1 и в сечении I площадью F_1 скорости пара c_1 , ортогональные к площади F_1 , а также значения удельного объема v_1 переменны, то уравнение неразрывности запишется в следующем виде:

$$G_1 \int_{v_1}^{\epsilon_1} \frac{c_1}{v_1} dv_1 = G_1 \frac{c_{1\text{ср}}}{v_{1\text{ср}}} \quad (2.4)$$

Здесь $c_{1\text{ср}}$ и $v_{1\text{ср}}$ — скорость и удельный объем пара, усредненные по уравнению неразрывности (по расходной составляющей). В общем виде для канала уравнение неразрывности записывается в виде

$$G \cdot F \cdot c = \text{const} \quad (2.4a)$$

В дифференциальной форме это уравнение принимает вид

$$F \frac{dc}{c} + c \frac{dF}{F} = 0 \quad (2.5)$$

показывая, что приращение площади поперечного сечения канала определяется суммой приращения скорости потока и приращения удельного объема, которое зависит от термодинамического изменения состояния при истечении.

Если записывается уравнение неразрывности для канала, образуемого вращающимися рабочими лопатками, то в зависимости (2.3) (2.5) вместо скорости c подставляется скорость в относительном движении (относительная скорость) w , т.е.

$$G \cdot F \cdot w = \text{const}$$

Уравнение количества движения

При направлении движения x и силе сопротивления R , отнесенной к 1 кг массы пара (подразумевается общий случай движения пара с потерями энергии), дифференциальное уравнение изменения количества движения (уравнение импульсов) в одномерном потоке имеет вид

$$cdx = -v dp - R dx \quad (2.6)$$

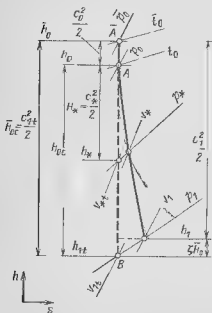


Рис. 2.1. Процесс расширения пара в сопле, изображенный в h, s -диаграмме

В интегральной форме на участке от x_0 (и соответственно p_0, v_0, c_0) до x_1 (где p_1, v_1, c_1) получаем уравнение количества движения

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = \int_{p_1}^{p_0} v dp + \int_{x_0}^{x_1} R dx. \quad (2.7)$$

Здесь левая часть равенства представляет собой приращение кинетической энергии потока, которая равняется разности работы расширения пара при истечении (первый интеграл правой части равенства) и работы сил трения (второй интеграл правой части).

Для того чтобы найти приращение кинетической энергии, надо проинтегрировать правую часть равенства, что может быть выполнено, если известен закон изменения состояния $v = f(p)$ и закон изменения сил сопротивления $R = f(x)$. Особенно просто эта задача решается в случае изотропного течения, т. е. течения без потерь и без теплообмена с внешней средой: при этом $R=0$, а уравнение изменения состояния выражается изотропией (2.3)

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] = \frac{\kappa}{\kappa - 1} (p_0 v_0 - p_1 v_1). \quad (2.8)$$

Уравнение сохранения энергии

Уравнение сохранения энергии для установившегося движения пара справедливо независимо от того, сопровождается ли течение пара потерями ($R \neq 0$) или происходит без потерь ($R=0$)

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} + q_0 = h_1 + \frac{c_1^2}{2} + I_1 \quad (2.9)$$

Здесь q_0 количество тепла, введенной к 1 кг пара, I_1 работа, развиваемая 1 кг пара

В дифференциальной форме уравнение (2.9) имеет вид

$$dh + c dh + dq + dL = 0$$

Полученные выше уравнения позволяют решать ряд практических задач расчета каналов. Воспользуемся уравнением (2.9) и допустим, что пар протекает через канал, в котором отсутствует обмен энергией с внешней средой. Тогда найдем приращение кинетической энергии при расширении пара:

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = h_0 - h_1. \quad (2.10)$$

Таким образом, изменение кинетической энергии потока пара определяется изменением энтальпии

Учитывая равенство (2.2), формулу (2.10) можно написать как

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} (p_0 v_0 - p_1 v_1), \quad (2.11)$$

где для реального потока в отличие от формул (2.8), выведенных в предположении изотропного течения, c_1 и v_1 соответствуют реальному состоянию пара в конце процесса расширения (рис. 2.1). Для того чтобы воспользоваться равенством (2.10), не обязательно знать закон изменения потерь $R=f(x)$ и изменения состояния $v=f(p)$, необходимо иметь лишь значения энтальпии в начале и конце процесса.

Таким образом, при отсутствии теплообмена с внешней средой (при адиабатическом течении) приращение кинетической энергии определяется лишь начальным и конечным состояниями пара и не зависит от закона изменения потерь (в процессе расширения).

Если энтальпия пара уменьшается в результате расширения, то кинетическая энергия струи возрастает, скорость c_1 при выходе из канала становится больше, чем скорость c_0 при входе в канал. Такое течение называется конфузормым.

Если при расширении пара энтальпия его не меняется, т. е. $h_1=h_0$, что, например, имеет место при дросселировании пара, то скорость первого потока остается неизменной, $c_1=c_0$. Наконец, возможен случай, когда энтальпия пара при выходе из канала больше, чем при входе. Рост энтальпии возможен (при отсутствии теплообмена с внешней средой), если скорость в конце процесса оказывается меньше, чем в начале. Такое течение называется диффузорным.

Рассмотрим различные случаи применения записанных выше уравнений для расчета канала.

Решая уравнение (2.10) относительно c_1 найдем

$$c_1 = \sqrt{2(h_0 - h_1) + c_0^2}, \quad (2.12)$$

где h энтальпия, Дж/кг, а c скорость, м/с.

Энтальпия h_0 подводимого пара находится непосредственно из h - s -диаграммы (рис. 2.1). Если энтальпия h_1 в конце процесса расширения также задана, то формула (2.12) позволяет найти скорость пара. Допустим, что течение происходит без потерь и теплообмена с внешней средой, тогда процесс расширения пара в канале протекает по изотропе. Зная давление p_1 пара при выходе из канала и проводя в h - s -диаграмме (рис. 2.1) изотропу $A-B$ найдем h_{1n} , а следовательно, и скорость c_{1n} .

Канал, в котором поток плавно ускоряется, называется сопловым или просто соплом.

Согласно формуле (2.8)

$$\frac{\epsilon_0^2}{2} = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(p_1/p_0 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right] + \frac{\epsilon_0^2}{2}$$

Таким образом, кинетическая энергия потока определяется изменением термодинамических параметров и начальной кинетической энергией. Когда величина $\epsilon_0^2/2$ мала и ею можно пренебречь, скорость потока является лишь функцией термодинамических параметров и формула (2.8) упрощается. Если начальной кинетической энергией пренебречь нельзя, то можно предположить, что она возникла в результате изотропного расширения пара от некоторых фиктивных параметров p_0 , v_0 , при которых начальная скорость равнялась нулю, до параметров перед соплом p_0 , v_0 . Иными словами, параметры p_0 , v_0 возникнут в том случае, если поток, текущий со скоростью ϵ_0 , изотропно затормозить до нулевой скорости. Отсюда принято называть параметры p_0 , v_0 , h_0 параметрами изотропного заторможеного потока, или параметрами торможения.

Тогда

$$\frac{\epsilon_0^2}{2} = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_0 v_0 \left(1 - \epsilon_1^{\kappa-1} \right), \quad (2.13)$$

где $\epsilon_1 = p_1/p_0$ отношение давлений p_1 к давлению заторможеного потока p_0 .

Давления p_0 и p_1 в отличие от давлений заторможеного потока (пошых давлений) называются статическими.

Найти параметры торможения можно по-разному. Если расчет ведется при помощи h -диаграммы (рис 2.1), то, откладывая по изохорам отрезок $AA' = \epsilon_0^2/2$ от точки, соответствующей начальным параметрам p_0 и t_0 , находим в точке A' параметры заторможеного потока p_0 , h_0 , t_0 . Если расчет ведется аналитически, то для определения p_0 , t_0 соотношение (2.13) должно быть дополнено уравнением изотропы $p_1^{\kappa-1} = \text{const}$.

Наконец, если скорость ϵ_0 невелика и не превышает 100-150 м/с, то для определения параметров торможения удобно пользоваться следующими приближенными формулами:

$$p_0 = p_1 + \frac{\epsilon_0^2}{2\kappa p_0}; \quad t_0 = \frac{\epsilon_0^2}{2\kappa p_0} \quad (2.14)$$

Учитывая, что распространение звука происходит со скоростью

$$a = \sqrt{\kappa p_0},$$

можно, преобразовав формулу (2.11) с учетом (2.13), привести ее к виду

$$\frac{\epsilon_1^2}{2} = \frac{a_0^2}{\kappa-1} \frac{a_1^2}{\kappa-1} \quad (2.15)$$

где a_1 — скорость звука при параметрах пара p_1 , t_1 ; $a_0 = \sqrt{\kappa p_0}$ — скорость звука при параметрах торможения.

Если скорость потока в процессе расширения достигнет скорости звука $\epsilon_1 = a_1 = a_0$, то такую скорость и соответствующие ей параметры называют критическими и обозначают звездочкой.

Критическое отношение давлений при $\epsilon_1 = a_1 = a_0$ равно

$$\epsilon_{*} = \frac{p}{p_{*}} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \quad (2.16)$$

а критическая скорость потока

$$a_{*} = a_0 \sqrt{\frac{2}{\kappa+1}} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1}} p_0 t_0. \quad (2.17)$$

При анализе процесса течения широко используются безразмерные скорости: $\lambda_1 = \epsilon_1/a_0$ и число Маха $M_1 = \epsilon_1/a_1$. При критическом отношении давлений ϵ_{*} они равны единице.

$$\lambda_{*} = M_{*} = 1$$

Если определить, как должна изменяться площадь сечения сопла по мере расширения пара, то для изотропного процесса получим зависимость, представленную на рис. 2.2. Для этого возьмем несколько промежуточных точек на изохорам $A-B$ (рис 2.1) и, подсчитав по найденным уравнениям скорости и площади сечения, построим соответствующие зависимости. На рис. 2.2 по оси абсцисс отложен располагаемый теплоперепад $H_0 = h_0 - h_1$, подсчитываемый от параметров теплоперепада. Построены кривые

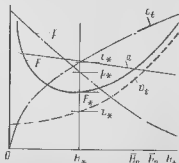


Рис. 2.2. Диаграмма изменения параметров пара p и ϵ , скорости потока ϵ и площади поперечного сечения сопла F в зависимости от изотропного теплоперепада H_0 .

изменения давления p , удельного объема v , скорости пара c , и площади F поперечного сечения сопла.

Последняя кривая показывает, что при определенной величине теплоперепада H площадь сечения сопла имеет минимум F_c и что дальнейшее расширение пара требует постепенного увеличения площади сечения F . При изэнтропийном течении минимальное сечение сопла, а также параметры пара, которые соответствуют этому сечению, совпадают с критическим, т. е. скорость потока c_c в минимальном сечении сопла достигает скорости распространения звука a и $c_c = a = a_c$. Используя уравнение неразрывности, находим

$$G_c = \frac{a_c}{v_c} \epsilon_c^{1/\kappa} = \frac{a_0}{v_0} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} = \gamma \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \quad (2.18)$$

где G_c — критический расход пара, кг/с; F_c — площадь канала в критическом сечении, м²; p_0 — давление торможения, Па; v_0 — удельный объем пара при давлении торможения, м³/кг;

$\chi = \sqrt{\kappa \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}$ — коэффициент, зависящий от показателя изэнтропии κ .

Формулы и соответствующие коэффициенты для критических параметров и изэнтропийного процесса при различных значениях показателя изэнтропии κ представлены в табл. 2.1 (где $\bar{p}$ — Па).

Таблица 2.1 Критические параметры потока при изэнтропийном расширении

Проглащаемый среда	Показатель изэнтропии κ	Критическое отношение давлений $\bar{p}_c$	Критическая скорость c_c , м/с	Критический расход G_c / F_c , кг/м ² ·с
Воздух	1,4	0,5283	$0,913 a_0 = 1,06 \sqrt{p_0 v_0}$	$0,578 \frac{a_0}{v_0} = 0,685 \sqrt{p_0 / v_0}$
Перегретый пар	1,3	0,5417	$0,932 c_0 = 1,064 \sqrt{p_0 v_0}$	$0,585 \frac{a_0}{v_0} = 0,661 \sqrt{p_0 / v_0}$
Сухой насыщенный пар	1,135	0,5774	$0,967 c_0 = 1,032 \sqrt{p_0 v_0}$	$0,598 \frac{a_0}{v_0} = 0,635 \sqrt{p_0 / v_0}$

Приведенный (относительный) расход, выраженный в долях критического, равен

$$q = \frac{G}{G_c} \sqrt{\left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1+\kappa}{\kappa-1}} \frac{2}{\kappa} \left(\frac{2}{\epsilon^{\kappa} - \epsilon^{\kappa+1}} \right)} \quad (2.19)$$

Полученные зависимости представлены на диаграмме на рис. 2.3. Диаграмма показывает, что для потока сжимаемой жидкости характерны две области: область дозвукового течения в пределах изменения ϵ от 1 до ϵ_c и сверхзвуковая область в пределах изменения ϵ от ϵ_c до ∞ .

Если при заданном расходе проследить изменение площади поперечного сечения, выраженной в долях критической F_c , то можно заметить, что эта величина F/F_c является обратной величиной приведенного расхода q и при $\epsilon < \epsilon_c$ равна

$$\frac{F}{F_c} = \frac{1}{q} \quad (2.20)$$

Сечение канала в дозвуковой области ($\epsilon < \epsilon_c$) уменьшается по мере расширения пара. В сверхзвуковой области дальнейшее ускорение потока требует постепенного расширения сечения канала (см. также рис. 2.2). Как указывалось, минимальное сечение канала при изэнтропийном течении отвечает критическому состоянию, которое достигается тогда, когда скорость потока становится равной скорости распространения звука.

Для того чтобы наглядно показать причину, вызывающую сокращение площади поперечного сечения F в докритической зоне и рост ее в сверхкритической области, воспользуемся уравнением неразрывности в дифференциальной форме (2.5)

$$\frac{d\Gamma}{F} = \frac{dc}{c} - \frac{dv}{v}$$

Это выражение показывает, что приращение площади сечения канала имеет отрицательное или

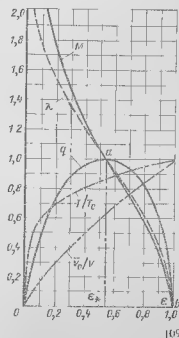


Рис. 2.3 Изменение скорости потока c и температуры T , удельного объема v и относительного расхода $q = G/G_c$ в зависимости от относительного давления $\epsilon = p/p_0$. Графики построены для перегретого пара ($\kappa = 1,3$) при изэнтропийном процессе расширения

положительное значение в зависимости от того, какое из слагаемых правой части равенства больше по абсолютной величине. Петрудио убедился, что если в докритической области величина $dc/d\varepsilon$ превышает $de/d\varepsilon$, что приводит к отрицательному dF/F , т.е. к уменьшению площади проходного сечения, то при переходе в сверхкритическую область приращение объема пара в процессе расширения начинает преобладать над приращением скорости потока и проходное сечение канала увеличивается.

Необходимость перехода к расширяющимся соплам при сверхкритическом расширении пара была установлена Лавалем, который впервые применил расширяющиеся сопла в своей турбине. Поэтому расширяющиеся сопла часто называют соплами Лавала. Построенная по (2.19) кривая q/ε изображена на рис. 2.3.

При заданном значении выходного сечения суживающего сопла расход пара $G = qG_*$.

Зависимость (правая часть кривой на рис. 2.3) q от ε , до $\varepsilon = 1$ подтверждается результатами опытов. Однако, начиная от критического отношения давлений и ниже, фактический расход пара сохраняется постоянным и равен критическому G_* , т.е. $q/G_* = 1$. Этот расход достигается при критическом отношении давлений ε_* , что объясняется тем, что при $\varepsilon < \varepsilon_*$ нельзя использовать уравнение неразрывности, подставляя для выходного сечения сопла конечные параметры. Как известно, распространение давления в изругой среде происходит со скоростью звука a . Если струя пара вытекает из сопла со скоростью c_1 , то скорость распространения давления в направлении навстречу паровому потоку равна разности $a_1 - c_1$. Поэтому распространение давления навстречу потоку возможно лишь в том случае, когда $c_1 < a_1$. При режимах, когда c_1 достигает скорости звука, т.е. становится равной критической скорости a_* (а также при $c_1 > a_1$), состояние пара в любом сечении суживающегося сопла перестает зависеть от состояния пара за соплом.

В приложении 2 представлена серия зависимостей отношений давлений p/p_0 , отношения удельных объемов v/v_0 , абсолютной температур T/T_0 , скорости λ , числа М и приведенного расхода q для изотропного процесса. Для ряда значений показателей изотропии κ эти таблицы приведены в численном виде [17].

Формула (2.19) может быть заменена формулой, основанной на предположении, что кривая q/ε на рис. 2.3 с достаточным приближением является дугой эллипса. Тогда

$$q = \frac{G}{G_*} = \sqrt{1 - \left(\frac{p - p_0}{p_0 - p_*}\right)^2} \cdot \frac{1}{1 - \varepsilon_*} \sqrt{1 - 2\varepsilon_* (1 - \varepsilon)} \varepsilon^2. \quad (2.21)$$

Для некоторых практических расчетов формула (2.21) вполне удовлетворительную точность.

2.2 РЕАЛЬНОЕ ТЕЧЕНИЕ ПАРА В КАНАЛАХ

При расчете реального процесса в отличие от изотропного использование расматриваемых в предыдущем параграфе уравнений (2.4), (2.7), (2.9), (2.11), (2.15) требует учета сил сопротивления, или коэффициентов трения, или коэффициентов потерь. Расчет каналов и характеристик потока без учета потерь может привести к результатам, существенно отличающимся от действительных. Это в свою очередь снижает эффективность турбины.

При обтекании паром стенки канала и в частности при обтекании турбинной лопатки, влияние вязкости и вызванных ею сил трения обычно ограничивается небольшой зоной непосредственно около стенки. Скорость потока в этой зоне должна меняться от $c=0$ на стенке, где поток как бы «прилипает» к стенке и полностью заторможен, до скорости c в так называемом ядре потока, где влияние сил трения практически уже не сказывается.

Указав, прилегающую к стенке часть потока, где в данном сечении скорость течения возрастает от нуля до своего полного значения во внешнем потоке, называется пограничным слоем.

Теория пограничного слоя и результаты исследования подробно рассматриваются в специальных трудах, в общих и прикладных курсах гидромеханики (см., например, [12, 14, 43]). Здесь кратко представлены только общие понятия и некоторые формулы, относящиеся к простым частным случаям.

В зависимости от режима течения различают ламинарный и турбулентный пограничные слои. Последний отличается интенсивным перемешиванием, образованием мелких вихрей, пульсаций скорости с различием значительной поперечной скорости, тепло- и массообменом с внешним потоком.

В связи с главным характером перехода пограничного слоя в ядро потока принято условно считать, что пограничный слой заканчивается при толщине δ , где скорость отличается от скорости внешнего потока на 1% (рис. 2.4).

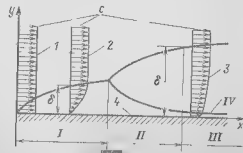


Рис. 2.4 Схема пограничного слоя при обтекании плоской стенкой.

I — ламинарный пограничный слой, II — турбулентный пограничный слой, III — ядро потока. 1 — скорость внешнего потока, 2 — то же в ламинарном слое, 3 — то же в турбулентном слое, 4 — обтекаемая стенка.

По мере обтекания стенки с мало меняющейся скоростью внешнего потока толщина пограничного слоя δ увеличивается. Если вначале слой ламинарный (участок I), то при определенных условиях из-за образования и интенсификации пульсаций слой начинает турбулизироваться. Участок II, где происходит этот процесс, называется переходным, а на участке III слой можно считать турбулентным. Однако и здесь между стенкой и турбулентным слоем находится тонкий ламинарный подслой.

Толщина турбулентного слоя заметно больше, чем предшествующего ему ламинарного слоя. Турбулентный слой имеет более полную эпюру скоростей, чем ламинарный (см. эпюры скоростей на рис. 2.4), что объясняется интенсивным перемешиванием внутри слоя.

Основным критерием, определяющим влияние вязкости и, в частности, режим пограничного слоя и его толщину, является безразмерное число Рейнольдса

$$Re = \rho c x / \mu, \quad (2.22)$$

где c — скорость потока, x — характерный размер; μ — кинематическая вязкость.

Для анализа обтекания лопаток важно установить возможность отрыва пограничного слоя от обтекаемой поверхности. Рассмотрим обтекание криволинейной поверхности с различным характером основного потока: конфузорным (ускоряющимся) и диффузорным (замедляющимся).

На рис. 2.5 показано изменение давления по направлению основного потока $p = p(x)$ и соответственно изменение эпюры скоростей $c = c(x)$ в пограничном слое. Под c понимается составляющая скорости в направлении, параллельном касательной к стенке, в данной точке. На первом участке $dp/dx < 0$ и поток конфузорный. В таком потоке толщина пограничного слоя δ увеличивается незначительно, а при больших ускорениях потока может даже уменьшиться, т. е. возможно утонение пограничного слоя.

Когда $dp/dx = 0$, то ускорение потока заканчивается и $c = c_{\text{макс}}$ (точка А на рис. 2.5). Начиная с точки А течение становится диффузорным, так как $dp/dx > 0$. Скорость c вблизи обтекаемой стенки из-за повышения давления уменьшается, эпюра скоростей $c = c(y)$ становится около стенки не выпуклой, а вогнутой, т. е. вблизи стенки $\partial^2 c / \partial y^2 > 0$.

В точке В кинетическая энергия частиц в пограничном слое оказывается недостаточной для преодоления повышения давления. Скорость $c = 0$ в некоторой прилегающей к самой стенке части слоя, а не только у самой стенки.

Дальнейшее повышение давления из-за торсионного воздействия перепада давления направленного потока, приводит к возникновению вращательного движения (см. эпюры скоростей в пограничном слое в сечении В рис. 2.5). При

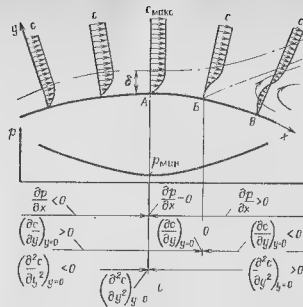


Рис. 2.5. Эпюры скоростей в пограничном слое при обтекании выпуклой криволинейной поверхности с переменным давлением $p = p(x)$ и схема образования отрыва пограничного слоя

этом пограничный слой из-за отнесения от стенки существенно утолщается, происходит его отрыв и потери при обтекании стенки резко возрастают.

Эти рассуждения, подтвержденные экспериментально, показывают, что отрыв пограничного слоя при обтекании плавной поверхности с дозвуковыми скоростями может происходить только в диффузорном (замедляющемся) потоке.

Важно отметить, что более полная эпюра скоростей в турбулентном слое, большая кинетическая энергия частиц, движущихся вблизи стенки, приводит к тому, что турбулентный слой отрывается по сравнению с ламинарным ниже по потоку.

Если обтекаемая поверхность гидравлически шероховата, когда бугорки неровной поверхности выходят за ламинарный подслей, и поток у стенок, срываясь с этих бугорков, интенсивно завихривается, то потери при обтекании стенки будут зависеть только от величины этой шероховатости.

Гидравлически совершенно шероховатой поверхностью обычно считают поверхность при $c \Delta_m / \nu > 70$, где Δ_m — средняя величина элементов шероховатости.

В паровых турбинах величина Δ_m зависит от обработки лопаток и изменения их поверхности при эксплуатации.

вследствие эрозии, коррозии, отложения солей и оксидов. Средние значения $\Delta_{\text{вн}}$, мм, представлены ниже.

Шифры и поправочные коэффициенты	Фрезерован- ные и шлифован- ные лопатки	Лопатки с точечной шлифовкой	Лопатки грубошли- фованные	Корродиро- ванные поверхности лопатки	Лопатки, закрытые соединяю- щими элементами
0,001 0,002	0,015 - 0,025	0,015 - 0,03	0,06 0,25	0,01 0,03	0,1 0,4

Кинематическая вязкость ν водяного пара (находится по термодинамическим таблицам [39] или рис. П.3 в приложении) увеличивается с уменьшением давления и температуры и на входе в паровую турбину в несколько сотен раз меньше, чем на выходе из нее.

Для расчета обтекания турбинных лопаток и анализа проводимых экспериментальных исследований используются так называемые условные толщины пограничного слоя: толщина вытеснения, используемая в уравнении неразрывности; толщина потери импульса — в уравнении количества движения; толщина потери энергии. Эти и другие характеристики пограничного слоя зависят от его режима (ламинарного или турбулентного), числа Рейнольдса, относительной шероховатости [12, 43, 44].

Теория и основные зависимости пограничного слоя являются удобным аппаратом для расчета реального потока. При решении практических задач для большей части потока вне пограничного слоя можно использовать уравнения движения без учета сил трения, базирующиеся на уравнении изотропии (2.3), а для узкой зоны пограничного слоя используются полуэмпирические зависимости, учитывающие влияние сил трения [12].

В настоящее время имеются решения уравнения Навье-Стокса, учитывающие вязкость.

Записав уравнение энергии (2.10) как для общего случая реального потока при отсутствии обмена энергии с внешней средой

$$\frac{c_1^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = h_0 - h_1,$$

так и для частного случая изотропийного процесса

$$\frac{c_1^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = h_0 - h_{1*},$$

можно найти разность кинетических энергий теоретического и реального потоков:

$$\Delta H_c = \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = h_1 - h_{1*}. \quad (2.23)$$

Здесь и далее индекс «с» показывает, что речь идет о соплах или сопловых решетках.

Относительная величина той потери называется коэффициентом потерь и находится как

$$\zeta_c = \frac{\Delta H_c}{c_1^2/2} = 1 - \left(\frac{c_1}{c_{1*}} \right)^2. \quad (2.24)$$

В результате потерь процесс расширения отклоняется от изотропии в сторону возрастания энтропии, как показано на рис. 2.1. Это отклонение тем больше, чем больше потери, возникающие в потоке. В предельном случае можно предположить себе такое течение, при котором кинетическая энергия полностью переходит в теплоту. В этом случае разность энтропий в начале и конце расширения обращается в нуль:

$$h_0 - h_1 = 0.$$

Такой процесс называется дросселированием.

2.3. ТУРБИННЫЕ РШЕТКИ

Турбинная ступень образуется из неподвижной (сопловой) и вращающейся (рабочей) лопаточных решеток. В каждой решетке лопатки одинаковы, установлены под одним и тем же углом и расположены относительно друг друга на одинаковом расстоянии. Все турбинные решетки кольцевые.

Расматриваемые в этой главе решетки принадлежат главному образом осевым ступеням, где в меридиональной плоскости направление потока примерно параллельно оси ступени. Другие виды ступеней (радиальные и радиально-осевые) рассматриваются в § 3.7.

Геометрическое представление о решетке дается меридиональным сечением и цилиндрическими сечениями развертками на одном или нескольких диаметрах (рис. 2.6). В связи с тем что по высоте решетки могут меняться как профиль, представляющий цилиндрическое (в развертке) сечение лопатки, так и его установка, а в кольцевой решетке обязательно меняется шаг расстояния между соседними лопатками, цилиндрические сечения всегда различны по радиусу.

Геометрическими параметрами кольцевой лопаточной решетки являются в меридиональной плоскости: диаметры, измеряемые по минимальному сечению канала (нижняя по выходному сечению); средний d_c корневой d_k и периферийный d_p ; высота (длина) лопатки на входе l и выходе l_n ; $l_n = d_n - d - d_n$ форма и наклон меридиональных обводов корневой со средним углом ν_k и периферийного с ν_n .

буквой c , а углы буквой α , соответственно для относительного движения, определяющего обтекание рабочей решетки, обозначают скорости через u , а углы через β .

Поскольку в геометрически подобных каналах при одинаковых параметрах на входе и выходе характер потока сохраняется приблизительно одинаковым, не зависящим от абсолютных размеров решеток, целесообразно величины, определяющие форму канала, выражать в безразмерных относительных величинах, называемых относительными геометрическими параметрами.

Для кольцевой решетки этими параметрами являются всерность $l/d-1/\Phi$ и относительная высота (длины) l/b решетки, для решетки профилей (т.е. для сечения на данном диаметре кольцевой решетки) относительный шаг $l-1/b$ так называемый эффективный угол выхода

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{O_1}{l}, \quad (2.25)$$

$$\beta_1 = \arcsin \frac{O_2}{l}, \quad (2.25a)$$

относительная толщина выходной кромки Δ_{np}/O , конфузурность канала сопловой решетки профилей

$$\frac{O'_1}{O_1} \approx \frac{\sin \alpha_1^0}{\sin \alpha_1}, \quad (2.26)$$

и рабочей решетки профилей

$$\frac{O_2}{O_1} \approx \frac{\sin \beta_1^0}{\sin \beta_1}. \quad (2.26a)$$

В зависимости от конфузурности канала и изменения его ширины по потоку пара различают конфузурные суживающиеся решетки профилей сопловые с $O'_1/O_1 > 1$ и рабочие с $O_2/O_1 > 1$ (рис. 2.8, а, б, в, г, е, и), иногда называемые реактивными, и расширяющиеся решетки профилей сопла Лавале, в которых после минимального сечения $O_{\min}$ канал снова расширяется до O_1 (см. рис. 2.8, д, ж).

Основной геометрической характеристикой этих решеток является степень расширения $O_1/O_{\min}$. Кроме того, применяются активные решетки профилей с каналом постоянного сечения (рис. 2.8, зс), когда $O'_2 = O_2$.

Относительно редко в турбинах встречаются диффузные решетки профилей с каналом, расширяющимся от входного сечения $O'/O < 1$, и решеткой, сначала расширяющейся, а затем суживающейся (рис. 2.8, з).

Важной характеристикой решеток профилей является поворот канала

$$\Delta\alpha = 180^\circ - (\alpha_1^0 + \alpha_1), \quad (2.27)$$

$$\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1^0 + \beta_2). \quad (2.27a)$$

В сопловых решетках паровых турбин обычно $\alpha_1^0 = 60-110^\circ$, а $\alpha_{1a} = 8-25^\circ$, таким образом, $\Delta\alpha = 45-110^\circ$. В рабочих решетках $\beta_1^0 = 15-170^\circ$, а $\beta_{2a} = 10-35^\circ$, таким образом, $\Delta\beta = 3-145^\circ$.

Формы профиля и канала в первую очередь определяются безразмерной скоростью потока (числом M) на выходе из решетки M_1 (или M_{2a}) и углом поворота $\Delta\alpha$ (или $\Delta\beta$)

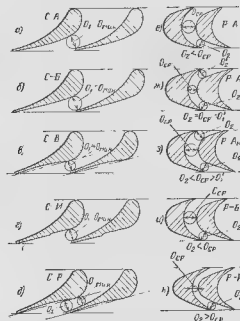


Рис. 2.8. Различные типы решеток профилей.

а) сопловые суживающиеся решетки, предназначенные для больших скоростей (тип А), б) сопловые суживающиеся для дозвуковых скоростей (тип Б), в) сопловые суживающиеся для больших сверхзвуковых скоростей (тип В), г) сопловые суживающиеся для больших сверхзвуковых скоростей (тип В), е) рабочие суживающиеся для дозвуковых скоростей (тип А), ж) рабочие с каналом постоянного сечения для дозвуковых скоростей (тип А), з) рабочие с каналом постоянного сечения для дозвуковых скоростей (тип Б), и) рабочие расширяющиеся для дозвуковых скоростей (тип Б), к) рабочие расширяющиеся для больших сверхзвуковых скоростей (тип В).

В зависимости от числа M рекомендуются следующие типы решеток

для $M < 0,7$ 0,9 типа А (дозвуковые);
 для $0,9 < M < 1,15$ типа Б (околозвуковые);
 для $1,1 < M < 1,3$ типа В (сверхзвуковые);
 для $M > 1,3 \div 1,6$ типа Р (расширяющиеся);
 для широкого диапазона чисел M типа И (с изломом профиля).

Обозначения решеток следующие.
 первые буквы С — сопловые или Р — рабочие;
 число среднее значение угла входа, для которого предназначена решетка, α_0 (или β_1) в градусах;
 следующее число — среднее значение эффективного угла выхода α_1 , (или β_2), в градусах,
 последняя буква тип профиля

Например, С 90-12Б обозначает сопловую решетку, предназначенную для околозвуковых скоростей, с углом входа $\alpha_0 \approx 90^\circ$ и эффективным углом выхода $\alpha_1 \approx 12^\circ$

На рис. 2,8 представлены различные типы решеток. Принципы профилирования решеток, рассчитанных на дозвуковые скорости потока (типа А), рассматриваются в этом параграфе; основы профилирования для решеток, обтекаемых сверхзвуковыми скоростями, изложены в § 2,5. Особенности проектирования решеток для ступеней с малыми l/b и $\Theta = d/l$ соответственно рассматриваются в § 2,4 и 3,5

Для заданного профиля, меняя шаг и угол установки, можно изменить и эффективный угол. Зависимости $\alpha_1 = f(i, \alpha_0)$ и $\beta_2 = f(i, \beta_1)$ обычно прилегают к чертежу профиля. Примеры этих зависимостей для решеток профилей С 90-15А и Р-30-21А приведены на рис. 2,9

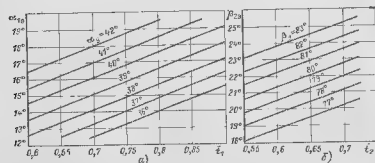


Рис. 2,9 Эффективный угол решетки в зависимости от относительного шага i и угла установки α_0 (β_1)

α_1 для сопловой решетки С 90-15А β_2 для рабочей решетки Р-30-21А

Выходные площади кольцевых решеток определяются из выражений

для кольцевых сопловых решеток

$$F_1 = z_1 \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} O_1 dr_1 = z_1 \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} t_1 \sin \alpha_1, dr_1 = 2\pi \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sin \alpha_1, r_1 dr_1. \quad (2.28)$$

Если $\sin \alpha_1 = \frac{O_1}{t_1} \frac{r_1}{r_1} = \text{const}$, то

$$F_1 = z_1 O_1 I_1 \pi \sin \alpha_1, \quad (2.29)$$

Для рабочих решеток

$$F_2 = z_2 \int_{\beta_1}^{\beta_2} O_2 dr_2 = z_2 \int_{\beta_1}^{\beta_2} t_2 \sin \beta_2, dr_2 = 2\pi \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin \beta_2, r_2 dr_2 \quad (2.30)$$

Если $\sin \beta_2 = \frac{O_2}{t_2} \frac{r_2}{r_2} = \text{const}$, то

$$F_2 = z_2 O_2 I_2 \pi \sin \beta_2, \quad (2.31)$$

Для расширяющихся сопловых решеток определяется также площадь минимального сечения:

$$F_{\min} = z_1 \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} O_{\min} dr_1, \quad (2.32)$$

Если

$$O_{\min} = (O_{\min})_{\text{ср}} / t_1 \text{ ср},$$

то

$$F_{\min} = z_1 (O_{\min})_{\text{ср}} I_{\min}. \quad (2.33)$$

Хотя турбинные решетки являются кольцевыми, более просто экспериментально получить аэродинамические характеристики плоских решеток, т.е. решеток с одинаковыми по высоте профилями и каналами, ограниченными плоскими стенками, нормальными цилиндрическим образующим профилей.

На рис. 2,10 показаны сектор кольцевой лопаточной решетки и плоский пакет решетки профилей. Преимуществом плоских решеток является их

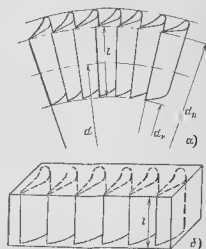


Рис. 2,10 Турбинные решетки
 а сектор кольцевой лопаточной решетки
 б пакет плоской решетки профилей

универсальность, т. е. возможность использования их характеристик (с определенными оговорками, как правило, поправками, см. § 3.2) для колеблющихся решеток различных форм и размеров.

В результате теоретического, а чаще экспериментального исследования определяются аэродинамические характеристики плоских решеток.

Основная характеристика коэффициент потерь энергии (2.24)

$$\zeta_{\text{ср}} = 1 - (c_1/c_{11})^2 \quad (2.34)$$

и аналогично для рабочей решетки

$$\zeta_p = 1 - (w_2/w_{21})^2, \quad (2.35)$$

где c_1 и w_2 действительные, а c_{11} и w_{21} теоретические скорости выхода из решетки (для рабочей решетки в относительном движении).

Другой важной характеристикой решетки является коэффициент расхода

$$\mu = G/G_t \quad (2.36)$$

представляющий отношение действительного расхода пара G через решетку к теоретическому G_t (см. § 2.6). И, наконец, для расчета турбинной ступени требуется знание третьей характеристики угла выхода потока из решетки γ_1 (или β_2).

Аэродинамические характеристики определяются в зависимости от режимных и геометрических параметров решетки.

Для перегретого пара режимными параметрами являются:

1) скорость пара на выходе из решетки (число Маха)

$$M = c_{11}/a_1 \quad \text{и} \quad M_2 = w_{21}/a_2, \quad \text{где} \quad a_1 = \sqrt{\gamma p_1/\rho_1}$$

и $a_2 = \sqrt{\gamma p_2/\rho_2}$ скорости распространения звука соответственно на входе и из сопловой и рабочей решеток;

2) число Рейнольдса, характеризующее влияние сил вязкости. Для решеток число Рейнольдса подсчитывается по b хорде профиля. $Re_1 = c_{11}b_1/\nu_1$ и $Re_2 = w_{21}b_2/\nu_2$, где ν_1 и ν_2 кинематические вязкости на выходе соответственно из сопловой и рабочей решеток;

3) угол входа потока в решетку α_0 (или β_1);

4) начальная турбулентность L_0 .

$$L_0 = \frac{c' - 1}{c_{\text{ср}}} \sqrt{\frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} (c')^2 dt},$$

где $c_{\text{ср}}$ средняя скорость установившегося движения; c' и c'^2 мгновенное и среднеквадратичное отклонения скорости от $c_{\text{ср}}$; Δt интервал времени осреднения;

122

5) неравномерность и периодическая нестационарность поля скоростей и других параметров на входе в решетку.

В приложениях 3 приведены упрощенные и обобщенные аэродинамические характеристики некоторых наиболее распространенных решеток, разработанных МЭИ. Эти характеристики могут использоваться в предварительных и учебных расчетах ступеней и при проектировании турбин.

Для анализа обтекания решетки профиль большого значения имеет распределение давления p и соответственно скорости c по обводу профиля. Это распределение показывает, какой поток в решетке конфузурный или диффузорный, позволяет определить характер пограничного слоя, его характеристики, выявить возможность и место отрыва. Существует несколько методов теоретического расчета распределения давления p и скорости c в случае потенциального характера обтекания, т. е. в предположении безвихревого потока (без учета влияния сил вязкости). Во многих случаях характер этого распределения весьма близок к полученному экспериментально. Более сложны способы расчета реального, с учетом вязкости, обтекания решеток.

На рис. 2.11 представлено изменение давления по профилю для двух решеток: сопловой и рабочей с малой конфузурностью лопатки.

В сопловой решетке (рис. 2.11, а) на переднем, входном кромке поток разветвляется. В точке разветвления скорость равна нулю и давление достигает наибольшего значения. За точкой разветвления при обтекании округлой входной кромки поток ускоряется. Дальше распределение давления зависит от формы профиля и межлопаточного канала. На выпуклой поверхности (спинке) профиля рассматриваемой решетки происходит интенсивное ускорение потока до точки 9. На вогнутой поверхности (на этом участке спинки) давление p меньше, чем давление за решеткой p_1 . На участке спинки между точками 11 и 15 давление повышается и у выходной кромки достигает величины, близкой к p_1 .

Характер распределения давления на воздушной поверхности обтекаемых шпал. Вслед за резким ускорением потока у входной кромки давление сохраняется почти неизменным до точки 27. Только у выходной кромки наблюдается снижение p (точки 27-30) и, следовательно, новое ускорение потока.

Таким образом, на спинке и на воздушной поверхности обтекаемых лопаток с отрицательным, нулевым и положительным градиентами давлений, т. е. с ускорением, неизменной скоростью и замедлением потока. В длинной решетке область с положительным градиентом давления (диффузорная) имеется на выходном участке спинки профиля.

На основе рассмотренных в предыдущем параграфе особенностей обтекания криволинейной поверхности можно сказать, что наиболее благоприятно конфузурное течение (с отрицательным градиентом давления $dp < 0$). Здесь по потоку толщина пограничного слоя δ , начиная с точки 2 на спинке

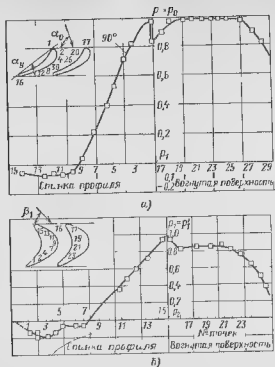


Рис. 2.11. Распределение давления по обводу профиля решетки, полученное экспериментально
а) для солевой решетки (№ 11А при $t=0,75$, $\alpha_0=90$, $M_{II}=0,5$ б) для рабочей решетки Р 211А при $t=0,7$, $f_1=30$, $M_{II}=0,7$

профиля и с точки 27 на вогнутой стороне, увеличивается незначительно, а при некоторых условиях можно наблюдать даже утончение слоя. Участок $dr \approx 0$ (точки 19–27) характерен ростом толщины слоя. Основное первоначальное нарастание слоя происходит при обтекании впадины кромки, где на небольшом участке давление p возрастает. На спинке профиля в косом срезе толщина слоя существенно увеличивается, здесь во многих случаях наблюдается турбулентизация слоя, а в диффузорной области где $dr > 0$ (точки 11–16), возможен стрыв слоя.

Схема образования пограничного слоя и изменения его толщины δ при обтекании солевой решетки показана на рис. 2.12. Здесь представлено случаи безотрывного течения и течения с отрывом. Для наглядности толщина пограничного слоя на рисунке утрированно увеличена.

Распределение давлений по профилю решетки активного типа, т. е. с вихревой конфигурированностью канала показано на рис. 2.11, б.

На входном участке спинки профиля происходит расширение потока, как и в солевой решетке. Далее вновь происходит ускорение потока и давления

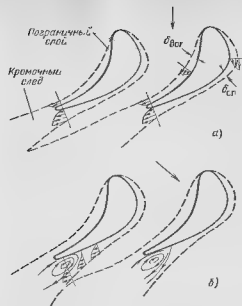


Рис. 2.12. Схема образования пограничного слоя на профили солевой решетки а) при безотрывном обтекании, б) при обтекании с отрывом

падает до минимального значения вблизи выходной кромки (точки 2–3). Вслед за тем образуется диффузорный участок, на котором давление повышается до p_2 давления за решеткой.

На вогнутой поверхности давление также интенсивно повышается вблизи входной кромки, затем возрастает и потом медленно понижается до точек 21–22. В дальнейшем (за точкой 23) наблюдается интенсивное падение давления до p_1 .

Из-за менее благоприятных условий на входе в решетку, большого участка незначительной скорости потока и зоны переслаивания ($p < p_2$) еще до косого среза (точка 7) и более резкого повышения давления в диффузорной области следует ожидать, и это подтверждается опытами, что коэффициент потерь энергии при обтекании решетки активного типа будет выше, чем при обтекании солевой решетки.

Распределение давления по профилю можно представить в виде векторной диаграммы, откладывая значения p по нормальным от линии профиля (рис. 2.13).

Как видно из рис. 2.11, давление $p_{\text{пол}}$ на вогнутой поверхности значительно выше, чем на спинке $p_{\text{сп}}$. Эта разность давлений создает окружное усилие S , которое можно определить, проинтегрировав разность давлений по высоте l и длине обвода S каждого профиля.

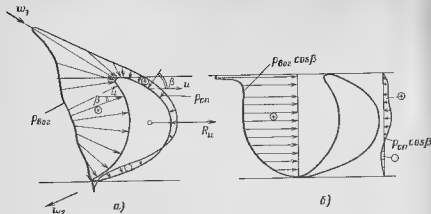


Рис. 2.13. Упор, действующий на профиле рабочей решетки (а) и проекция на окружном направлении давлений на вогнутую и выпуклую поверхности профиля (б)

$$R_n = \iint_{(S)} (p_{\text{вон}} - p_{\text{из}}) \cos \beta dS dl, \quad (2.37)$$

где S — длина обвода профиля, β — угол между направлением u и нормалью к элементу поверхности профиля dS ; l — высота лопатки.

Качество рабочей решетки при заданных расходе пара G , параметрах до решетки, давлении за ней, повороте потока и числе лопаток определяется величиной усилия R_n действующего на лопатку. Чем больше это усилие, тем эффективнее решетка.

2.4. РЕАЛЬНОЕ ТЕЧЕНИЕ ПАРА В ТУРБИННЫХ РЕШЕТКАХ

Потери энергии при обтекании турбинных решеток

Потери энергии, связанные с течением пара в колебых турбинных решетках, можно условно разделить на несколько составляющих:

1) профильные потери, характеризующие коэффициентом $\zeta_{\text{про}}$ и определяемые при обтекании профилей с бесконечной длиной $l \rightarrow \infty$, т. е. при $l \gg b$. Профильные потери в свою очередь можно разделить на:

потери на трение в пограничном слое и вихревые потери при отрыве потока на профиле $\zeta_{\text{тр}}$;

вихревые потери за выходной кромкой, называемые кромочными, $\zeta_{\text{кр}}$;

волновые потери при обтекании решетки сверхзвуковым потоком $\zeta_{\text{волн}}$

$$\zeta_{\text{тр}} = \zeta_{\text{тр}} + \zeta_{\text{кр}} + \zeta_{\text{волн}}; \quad (2.38)$$

2) концевые потери, характеризующие коэффициентом $\zeta_{\text{конц}}$ и связанные с пространственным характером течения пара при конечной длине лопаток. Сюда следует отнести потери, добавляющиеся из-за цилиндрической формы меридиональных обводов решетки (см., например, форму периферийных обводов решеток на рис. 2.6),

3) потери от шершавости, учитываемые коэффициентом $\zeta_{\text{ш}}$, характерные для решеток с большой шершавостью, т. е. с малой величиной Θ , и вызванные изменением условий обтекания решеток профилей по высоте решетки (см. § 3.5);

4) потери, вызванные взаимодействием соседних решеток в ступени и многоступенчатой турбине, $\zeta_{\text{вза}}$;

5) потери, связанные с ухудшением обтекания решеток вследствие протечек в ступени, в том числе для рабочей решетки в ступени с лопатками, не имеющими периферийного ограничения канала (безбадажные ступени). Эти потери обычно учитывают отдельно при расчете эффективности всей ступени в целом;

6) дополнительные потери при течении в решетках влажного пара, учитываемые коэффициентом $\zeta_{\text{вл}}$.

Строго говоря, многие из перечисленных составляющих потерь взаимосвязаны, однако коэффициент потерь энергии в решетках можно вычислять и как сумму:

$$\zeta = \zeta_{\text{про}} + \zeta_{\text{конц}} + \zeta_{\text{ш}} + \zeta_{\text{вза}} + \zeta_{\text{вл}}; \quad (2.39)$$

В общем случае, особенно в решетках большой шершавости, надо учитывать изменение по высоте как геометрических, так и режимных параметров, и под коэффициентом потерь энергии понимать интегральную, средневзвешенную (по расходу) величину

$$\zeta_{\text{ср}} = \frac{\int (\zeta_{\text{про}} + \zeta_{\text{конц}} + \zeta_{\text{ш}} + \zeta_{\text{вза}}) \Delta G dl}{\int \Delta G dl} + \zeta_{\text{ш}}, \quad (2.40)$$

где ΔG — расход пара на текущем радиусе на единицу длины лопатки. Естественно, что в формуле (2.39) величину концевых потерь $\zeta_{\text{конц}}$ следует подставлять только для тех участков по высоте, где ощутимо влияние концов

В настоящее время наиболее подробно исследованы профильные и концевые потери в плоских решетках. Другие составляющие потерь исследованы недостаточно полно, и надежные сведения о них имеются только для некоторых частных случаев.

Профильные потери при обтекании решеток дозвуковым потоком

Первую составляющую профильных потерь — потери на трение в пограничном слое можно определить теоретически, если известен режим пограничного слоя и его условия толщины у выхода из решетки [12, 14, 43].

Для соплых суживающихся решеток типа А (рис. 29, а) минимальный коэффициент потерь на трение составляет $\zeta_{\text{тр}}^{\text{сопл}} = 0,01 - 0,015$; для аналогичного типа рабочих решеток $\zeta_{\text{тр}}^{\text{раб}} = 0,02 - 0,04$.

Следует учитывать, что потери на трение в решетке в значительной степени зависят от качества (шероховатости) поверхности профиля, особенно спинки профиля в косом срезе, поэтому при изготовлении соплых и рабочих лопаток большое внимание уделяется чистоте обработки этих поверхностей.

Увеличение потерь при развитой шероховатости следует рассматривать одновременно с анализом влияния числа Рейнольдса [12, 14, 43].

Вторую часть профильных потерь составляет кромочные потери. При сходе с выходных кромок профиля поток отрывается. В результате отрыва за выходной кромкой возникают вихри, которые образуют начальный участок кромочного следа (рис. 212). Взаимодействие между кромочным следом и ядром потока приводит к выравниванию поля потока за решеткой. Статическое давление потока увеличивается, а средняя скорость уменьшается, в результате возникают потери кинетической энергии, аналогичные потерям при внезапном расширении.

По опытным данным выравнивание потока за решеткой происходит достаточно интенсивно и в зависимости от геометрических параметров решетки и толщины кромок практически заканчивается на расстоянии $z \approx (1,3 - 1,9)l$ от выходных кромок.

На малых расстояниях за выходными кромками поток имеет периодически неравномерное поле скоростей, давлений и углов (рис. 214). По мере удаления от решетки скорости в ядре потока уменьшаются, а в кромочных следах возрастают; поток за решеткой выравнивается; при этом благодаря перемешиванию ширина кромочного следа увеличивается.

Коэффициент кромочных потерь $\zeta_{\text{кр}}$ зависит в первую очередь от относительной толщины выходной кромки $\Delta_{\text{кр}}/O$, где O — ширина минимального сечения канала. Следовательно, для снижения $\zeta_{\text{кр}}$ следует утонять выходную кромку до величины, минимально допустимой по условиям прочности и технологии изготовления.

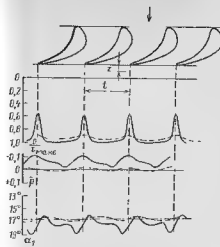


Рис. 214. Распределение скоростей, относительных давлений и углов выхода потока за решеткой на разных расстояниях при $z=0, 1l, 1.8l$.

Коэффициент кромочных потерь зависит также от относительного шага t и может быть определен по формуле (при $z/t \approx 0,1 - 0,2$)

$$\zeta_{\text{кр}} = \zeta_{\text{кр}0} + 0,088 \frac{\Delta_{\text{кр}}}{O^2}, \quad (2.41)$$

здесь $\zeta_{\text{кр}0} \approx 0,01$ — коэффициент кромочных потерь при нулевой толщине выходной кромки, t — когда кромочный след образуется только из-за смыкания пограничного слоя.

Кромочные потери зависят от z — расстояния измеряемого сечения от линии выходных кромок, монотонно возрастают с его увеличением (до полного выравнивания потока по ширине), формы выходной кромки и спинки профиля в косом срезе, в частности клиновидности выходного участка лопатки (47), а также числа M (при $M < 0,8 - 1,0$).

Рассмотрим влияние основных геометрических и режимных параметров решеток на профильные потери.

Изменения относительного шага решетки $t=1/b$ влияют на форму межлопаточного канала, на распределение давлений и характер пограничного слоя на профиле. Следовательно, потери на трение и кромочные потери зависят от t . Величина $\zeta_{\text{кр}}$ меняется главным образом из-за изменения относительной толщины выходной кромки

$$\Delta_{\text{кр}} = \frac{\Delta_{\text{кр}}}{O} \frac{1}{b \sin \alpha_1}, \quad (2.42)$$

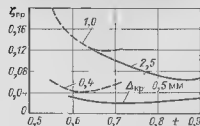


Рис. 215. Коэффициент профильных потерь в зависимости от относительного шага решетки t и толщины выходной кромки $\Delta_{\text{кр}}$ — для сопловой решетки С-90-15А с $b=50$ мм для рабочей решетки Р-10-21А с $b=25$ мм.

с увеличением шага несколько ухудшается обтекание спинки профиля соиловой решетки растет относительная протяженность спинки профиля в косом срезе и, следовательно, протяженность диффузорной области на выходном участке спинки. При уменьшении шага эвора давлений становится более благоприятной, однако при очень малом шаге могут возникнуть диффузорные участки, так как канал на выходе становится менее конфузорным.

Кроме того, при уменьшении t возрастают кромочные потери, потому коэффициент профильных потерь для соиловой решетки имеет минимальное значение при оптимальном шаге $t_{\text{опт}} \approx 0,7 - 0,85$ (рис. 2.15).

Аналогично сказывается влияние шага на коэффициент потерь в активной решетке. При малом шаге диффузорный участок на спинке выходной кромки оказывается более коротким, но появляется слабый диффузорный участок на вогнутой поверхности вблизи входной кромки. Минимальное значение $\zeta_{\text{пр}}$ соответствует шагу $t_{\text{опт}} \approx 0,55 - 0,65$.

Следует подчеркнуть, что при уменьшении шага межлопаточный канал может стать на выходе расширяющимся. В этом случае скорость дозвукового потока в выходной части канала уменьшается (поток тормозится), что приводит к резкому возрастанию профильных потерь. Большее влияние шага в решетках активного типа объясняется тем, что при изменении t форма слабоконфузорного межлопаточного канала меняется существенно.

Профильные потери зависят от поворота потока в решетке. Обычно чем больше поворот потока, тем $\zeta_{\text{ар}}$ выше. Для соиловой решетки с $\alpha_0 \approx 90^\circ$ уменьшение α_1 означает (при неизменной хорде b и оптимальном шаге t) уменьшение ширины минимального сечения канала O_1 и тем самым рост $\zeta_{\text{ар}}$; при той же толщине выходной кромки $\Lambda_{\text{ар}}$ растет $\Lambda_{\text{ар}}/O_1$ и вследствие этого по (2.41) увеличиваются кромочные потери $\zeta_{\text{ар}}$.

Кроме того, чем меньше $\alpha_{1\text{опт}}$, тем больше протяженность косого среза решетки, в котором на спинке профиля из-за диффузорного характера потока (рис. 2.11, а) существенно возрастает толщина пограничного слоя, обычно происходит турбулизация его и возможен отрыв. В связи с этим в решетках с $\alpha_{1\text{опт}} < 8 - 10^\circ$ потери энергии заметно выше, чем при $\alpha_{1\text{опт}} = 13 - 18^\circ$, а решетки с $\alpha_{1\text{опт}} < 8^\circ$ почти не применяются в турбинах. В то же время при очень больших углах $\alpha_{1\text{опт}} > 30^\circ$, профилируя решетку, трудно обеспечить достаточную конфузорность на всем протяжении канала и вследствие этого $\zeta_{\text{пр}}$ могут возрасти.

Влияние угла установки профиля α_1 (или β_1), как правило, исследуется при различных углах выхода и переменном шаге t . Оптимальный шаг зависит от угла установки. Очевидно,

при один и тот же профиль может быть использован для различных условий обтекания. Изменение угла выхода ($\alpha_{1\text{опт}}$ или $\beta_{1\text{опт}}$) можно осуществлять путем изменения шага либо угла установки. Имея в виду достаточно пологий характер кривых $\zeta_{\text{пр}}$ в зависимости от t и α_1 (или β_1), обычно можно использовать один и тот же профиль при разных шагах и углах установки, близких к оптимальным.

При изменении угла входа потока в решетку заданных размеров будут меняться распределение давления по профилю, характер и толщина пограничного слоя и место его отрыва. Следовательно, будут меняться и профильные потери.

Опыты показали, что для каждой решетки (и, строго говоря, для каждого режима M , Re , E_0) существует оптимальный угол входа $\beta_{1\text{опт}}$, при котором профильные потери минимальны $\zeta_{\text{пр}}^{\text{опт}}$.

Обычно (при $\beta_1^* < 90^\circ$) этот угол несколько больше скелетного β_1^* :

$$\beta_{1\text{опт}} = \beta_1^* + (3 - 6)^\circ \quad (2.43)$$

При меньшем угле входа $\beta_1 < \beta_{1\text{опт}}$ ухудшается обтекание входного участка на спинке профиля, где может появиться диффузорный участок, в решетках активного типа захватывающий значительную часть канала. При $\beta_1 > \beta_{1\text{опт}}$, наоборот, ухудшается обтекание вогнутой поверхности профиля.

Увеличение профильных потерь $\zeta_{\text{пр}}$ по сравнению с $\zeta_{\text{пр}}^{\text{опт}}$ в зависимости от угла входа для двух типов решеток показано на рис. 2.16. В активной решетке из-за малой конфузорности канала и обычно небольших углов β_1^* влияние угла входа на профильные потери сказывается существенно сильнее, чем в реактивной (соиловой) решетке.

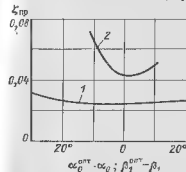


Рис. 2.16 Влияние угла входа на профильные потери в решетках t - для соиловой решетки С-20-15А, α_1 - для реактивной решетки Р-30-21А (справа от 0 по оси абсцисс угол входа β_1 от оптимального.)

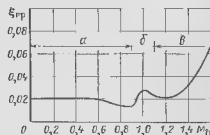


Рис. 2.17 Влияние для дозвуковых соиловых решеток зависимости профильных потерь от числа M для различных углов β_1 (справа от 0 по оси абсцисс угол входа β_1 от оптимального.)

Приближенная оценка влияния угла входа потока на профильные потери может быть произведена по формуле

$$\Delta \zeta_{\text{гр}} = 0,3 \left[\frac{\sin(\beta_1 - \beta_{\text{вх}}) \sin \beta_2}{\sin \beta_1 \sin \beta_{\text{вх}}} \right]^2 \quad (2.44)$$

При расчете соплых решеток в (2.44) вместо углов β следует подставлять углы α , $\alpha_{\text{опт}}$, $\alpha_{1,2}$.

Влияние числа M на профильные потери начинает сказываться при $M > 0,4 - 0,6$, когда ощутимо воздействие сжимаемости. С ростом числа M в дозвуковом потоке за счет благоприятного утонения пограничного слоя и меньшей вероятности его отрыва профильные потери немного снижаются.

Представленная на рис. 2.17 зависимость коэффициента профильных потерь от числа M , являющаяся для дозвуковых соплых решеток, имеет приведенное выше объяснение лишь при числах $M < 0,8 - 0,9$. Характер этой зависимости при больших скоростях объясняется в § 2.5.

Влияние числа Re на профильные потери, как показал эксперимент, практически ощутимо только при $Re < (3-5) \cdot 10^5$. Режимы $Re > (3-5) \cdot 10^5$ называют автомодельными. Величина $Re_{\text{авт}}$ и влияние числа Re на $\zeta_{\text{пр}}$ в значительной мере зависят от начальной турбулентности, режима пограничного слоя и от того, отрывное или безотрывное обтекание соответствует рассматриваемому случаю.

На рис. 2.18 показаны некоторые результаты исследования решеток при переменных числах Re . В паровых турбинах режимы $Re < Re_{\text{авт}}$ обычно встречаются в последних ступенях конденсационных турбин.

Приближенно можно принять, что впе автомодельной области коэффициент потерь возрастает по

$$\Delta \zeta_{\text{пр}} = 5,8 \cdot 10^{-4} Re^{-5/4} \quad (2.45)$$

При режимах развитой шероховатости, т. е. при $Re > 10^7$ коэффициент потерь из-за повышенной относительной шероховатости $\Delta_{\text{ш}}/b$ (см. с 114) возрастет на

$$\Delta \zeta_{\text{ш}} = 0,19 (\Delta_{\text{ш}}/b)^{1/4} \quad (2.46)$$

При повышенной турбулентности и периодической нестационарности на входе в решетку, что характерно для действительного течения в рабочих решетках и большинства соплых решеток, профильные потери возрастают. На входе в решетку пограничный слой турбулентный. Таким образом, по сравнению с результатами обычных статических исследований решеток, проводимых при стационарном, практически не турбулизированном потоке на входе в решетку, потери энергии в действительных условиях работы ступени будут выше. Это увеличение потерь $\Delta \zeta_{\text{пр}}$ оказывается большим для рабочих

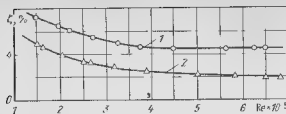


Рис. 2.18. Влияние числа Рейнольдса на коэффициент профильных потерь при дозвуковых скоростях потока и весьма слабой начальной турбулентности. 1 — для рабочей решетки активного типа, 2 — для соплowej решетки

решеток и зависит от геометрических характеристик решеток, в частности отношения шагов соседних решеток, зазора между решетками, углов входа, коэффициентов потерь при обтекании предшествующей решетки. В среднем можно принять, что для соплowej решетки $\Delta \zeta_{\text{пр}} = 0,01 - 0,015$; для рабочей решетки $\Delta \zeta_{\text{пр}} = 0,02 - 0,04$.

Несмотря на большое разнообразие дозвуковых турбинных решеток, разработанных научными организациями и турбостроительными заводами и частично представленных в атласах и нормалах профилей, иногда приходится проектировать решетку запово.

Профилирование решеток может вестись различными путями. Во многих случаях удобен способ, основанный на небольшом изменении входных и выходных участков исходных, ранее отработанных профилей. Другие способы базируются на вычерчивании всего обвода профиля. При этом профиль почти полностью или по участкам описывается уравнением кривой с плавно меняющейся кривизной, например квадратичной параболой или лемнискатой [14, 34].

Для некоторых типов решеток разработаны программы на ЭВМ, позволяющие при заданных геометрических характеристиках и режимах течения построить профиль, обеспечивающий благоприятные условия обтекания и тем самым минимум потерь. На основе таких программ можно разрабатывать САПР лопатки, т. е. систему автоматизированного проектирования лопаток, завершающуюся подготовкой устройств для их изготовления, например, соответствующих лент для станков с ЧПУ числовым программным управлением.

При построении решетки профилей следует обратить внимание на следующее

1 Решетка, если позволяют условия прочности данной и соседних лопаток, должна проектироваться с оптимальным относительным шагом t , который выбирается по аналогии с известными решетками подобного типа (см., например, рис. 2.15)

2. При построении надо строго выдерживать заданный размер горла. $O_1 = t_1 \sin \alpha_1$, (или $O_2 = t_2 \sin \beta_2$), который определяет расход пара.

3. Скатный угол профиля, т.е. угол касательной к средней линии входного участка профиля, должен выбираться согласно формуле (2.43) в зависимости от расчетного угла входа α_0 (или β_1).

4. Необходимо проверка плавного изменения конфузурности канала. Проверка легко выполняется графически (в межпрофильный канал вписываются окружности, центры которых образуют среднюю линию канала) или аналитически. Радиусы этих вписанных окружностей должны по потоку плавно уменьшаться (рис. 2.6, а). Минимальный радиус должен обязательно иметь окружность, вписанная в выходное (горловое) сечение.

Если в решетке по потоку пара на каком-либо участке канал будет расширяться, то это приведет к диффузионному течению и связанному с ним утолщению пограничного слоя и возможному его отрыву, т.е. в конечном счете к повышенным потерям энергии. Также будет неблагоприятен (кроме вынужденного профилирования чисто активной решетки) участок канала постоянной ширины, так как при этом течение будет безградиентным, т.е. с неизменной скоростью.

Исключением являются некоторые специальные типы решеток [14, 47].

Во многих случаях аэродинамически благоприятная форма канала определяется теоретически по заданному распределению скоростей по обводу профиля.

5. Обвод профиля должен быть плавным. Если он строится из нескольких кривых или из участков, описанных дугами окружностей разного радиуса и прямыми (что иногда делают для упрощения изготовления топалок на фрезерных станках), то следует строго следить за плавным переходом на стыке этих участков. Собственно межпрофильный канал (за исключением входного участка), как правило, должен иметь обвод с увеличивающимся по потоку пара радиусом кривизны.

6. Дочувковые решетки профилируются со спинкой в косом направлении, имеющей небольшую выпуклость. При прочих равных условиях чем больше число M на выходе, тем ближе к прямоугольному должно быть очертание этого участка спинки. Очень важным для благоприятного обтекания решетки является главный с возможно меньшей кривизной переход межпрофильного участка к косому срезу на спинке профиля. Выходной участок профиля не должен иметь резкого сокращения толщины, т.е. его следует выполнять с небольшим углом клиновидности $\Delta \alpha$ (см. рис. 2.7)

В каналах турбинных решеток конечной высоты поток имеет пространственный характер. Здесь возникают поперечные (вторичные) течения, создающие дополнительные потери энергии. Причиной образования вторичных токов в межлопаточных каналах являются вязкость пара и поперечный градиент давления, обусловленный кривизной каналов.

Благодаря повышению давления у вогнутой поверхности профиля (см., например, кривые распределения давления на рис. 2.11) в пограничном слое происходит перетекание по торцевым стенкам, ограничивающим каналы по высоте, к спинке лопатки, где давление ниже (рис. 2.19, а). На спинке у концов лопатки пограничный слой, стекающий с торцевых стенок, взаимодействует с пограничным слоем, движущимся вдоль

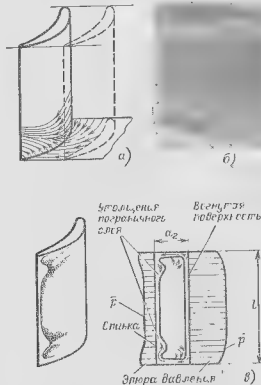


Рис. 2.19. Обтекание вторичных течений в канале конечной высоты а) линия тока по сходящемуся (горловому) сечению и по спинке профиля у конца лопатки б) сечение по высоте канала и распределение давления по высоте канала

спинки по траекториям, параллельным торцевым стенкам. В результате этого взаимодействия на спинке вблизи концов лопатки происходит интенсивное набухание пограничного слоя: толщина слоя значительно увеличивается (рис. 2.19, в). На вогнутой поверхности в направлении к торцевым стенкам давление несколько уменьшается, а на выпуклой возрастает.

Следует подчеркнуть, что составляющие скоростей поперечного (вторичного) движения в пограничном слое на спинке и на торцевых стенках будут различны в зависимости от положения рассматриваемого сечения в канале. Частицы пара, наиболее близкие к торцевым стенкам и спинке профиля, обладают наименьшим запасом кинетической энергии и под воздействием поперечного градиента давления наиболее сильно отклоняются от направления основного движения.

Перегибание пара в пограничных слоях от вогнутой поверхности к спинке лопатки компенсируется в ядре потока у торцевых стенок соответствующим течением от спинки к вогнутой поверхности.

В результате этих вторичных течений в межлопаточных каналах решетки возникают две вихревые области, симметрично расположенные по высоте плоской решетки вблизи торцевых стенок каналов. В этих вихревых областях имеет место винтовидное движение пара, причем вращение частиц происходит в противоположных направлениях (рис. 2.19, в).

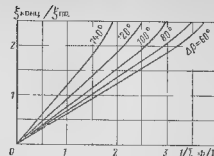
Схема образования вторичных течений в межлопаточном канале подтверждается опытами. На фотографии следов потока (рис. 2.19, б) отчетливо видно перегибание в пограничном слое от торцевых стенок к спинке.

Характер изменения коэффициентов потерь энергии по высоте решетки показан на рис. 2.20. При удалении от торцевых стенок потери вначале уменьшаются, затем резко возрастают и потом вновь уменьшаются к среднему сечению, где они соответствуют профилильным потерям.

Наибольшие потери по высоте возникают в зонах углового пограничного слоя на спинке профиля, а также непосредственно на ограничивающих (торцевых) стенках.

Концевые потери зависят от геометрических и режимных параметров решетки. Наибольшее, решающее влияние на

Рис. 2.21 Изменение концевых потерь в плоской решетке в зависимости от относительной высоты лопатки и от угла поворота канала решетки активного типа $\Delta\beta=180^\circ$ ($\beta_1 + \beta_2$)



коэффициент концевых потерь имеет относительная высота лопатки l/b . Как показывают опыты, структура потока в канале, а следовательно, и абсолютная величина концевых потерь с уменьшением высоты лопаток l до известных пределов сохраняются неизменными, а относительные потери растут (при $b = \text{const}$).

При малой высоте, когда происходит смыкание вторичных течений, начинает возрастать не только относительная, но и абсолютная величина концевых потерь. Это объясняется слиянием утолщенных пограничных слоев на спинке и интенсификацией вихревого движения. Концевые потери экспериментально определяются вычитанием профилильных потерь $\zeta_{\text{проф}}$ из полных, усредненных по высоте потерь ζ . До тех пор, пока не произошло смыкания вторичных течений, концевые потери пропорциональны величине $1/l = b/l$. Обычно в характеристиках решеток приводятся кривые изменения ζ (или $\zeta_{\text{конц}}$) от b/l , в общем случае различные для каждой решетки и данного режима течения.

Для приближенной оценки концевых потерь в дозвуковых решетках в зависимости от угла поворота потока $\Delta\beta=180^\circ$

($\beta_1 + \beta_2$) при оптимальных β_1 , β_2 , t и M можно воспользоваться обобщенными графиками, построенными на рис. 2.21. Для соевых решеток вместо углов β надо подставлять углы α .

Чем меньше угол поворота потока, тем меньше разница в давлениях на вогнутой и выпуклой сторонах профиля и, следовательно, меньше концевые потери. При заданной величине l/b концевые потери будут меньше при углопении пограничного слоя в зоне наибольшей кривизны канала, а также при уменьшении поперечного градиента давления в этой области. Очевидно, что если вблизи выходного сечения специальными мерами повысить конфузность потока, то концевые потери сократятся.

Этой цели подчинено профилирование решеток активного типа малой высоты $l < 1-1.5$. Если вместо канала постоянного сечения с неизменной скоростью от входа до выхода из

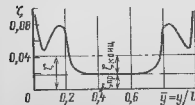


Рис. 2.20 Распределение коэффициентов потерь по высоте плоской решетки активного типа

решетки выполняются каналы сначала расширяющимися, а затем суживающимися (рис 211, а), то из-за большой конфузурности перед «горлом» пограничный слой в этом месте утонится и концевые потери уменьшатся. В то же время потери трения возрастут.

Уменьшения концевых потерь в сопловых решетках можно добиться специальным меридиональным профилированием каналов поджатием по высоте. Такое профилирование позволит уменьшить поперечные градиенты давления в месте максимальной кривизны канала и тем самым уменьшить вторичные перетекания; уменьшить толщину пограничного слоя в выходном сечении на спиле профиля; увеличением конфузурности канала в косом срезе, кроме того, уменьшаются потери, специфические для концевых решеток, а именно за счет поджатия потока к косому сечению лопаток снижаются потери у нижнего цилиндрического бандажа. Меридиональное профилирование позволит частично выравнять статические давления по высоте за сопловыми лопатками [12а, 14].

С увеличением чисел M и Re (в пределах $Re < Re_{кр}$) благодаря утонению пограничного слоя концевые потери уменьшаются. С уменьшением угла входа потока в данную решетку из-за большего поперечного градиента давления концевые потери возрастают.

2.5. СВЕРХЗВУКОВОЕ ОБТЕКАНИЕ РЕШЕТОК

Особенности сверхзвукового потока

При достижении скорости, превышающей скорость распространения звука, происходит качественное изменение характера обтекания турбинной решетки. Это изменение определяется главным образом тем, что при обтекании сверхзвуковым потоком выходной кромки профиля проявляется волновой характер потока.

В газовой динамике рассматриваются особенности сверхзвукового обтекания угловых тел, являющейся источником возмущения потока. В этой точке при движении газа в области повышенного давления возникает волна разрежения, в которой происходит поворот потока, изменение его кинетической энергии, а скорость растет. Последнее изменение параметров потока и волна разрежения может быть условно представлено срезом искривленной скачки волны (так называемый характерный срез).

При движении газа в область повышенного давления при возмущении сверхзвукового потока возникает скачок уплотнения. В этом случае скорость увеличивается внешне и внутренне, а скорость падает. Происходит поворот потока. Скачок уплотнения может быть прямым, когда фронт скачка нормален основному потоку, и косым. В скачке уплотнения происходит увеличение энтропии, т.е. процесс скачкообразного роста энтропии сопровож-

дается потерями энергии. Эти потери, выражаемые во вихревых, возрастают с увеличением числа M_1 и с ростом угла $\beta_{ск}$, достигая максимального значения при прямом скачке $\beta_{ск} = 90^\circ$, т.е. когда поток всегда дозвуковой. График изменения потерь $\zeta_{ск}$ и отношения давлений торможения до и за скачком p_2/p_1 в зависимости от скорости потока до скачка M_1 и угла скачка $\beta_{ск}$ представлен на рис 222.

Для анализа сверхзвукового течения в турбинных решетках большое значение имеет характер отражения волн от твердой (поверхность профиля) и от свободной границы (например, границы кромочного следа). При взаимодействии с твердой границей скачок уплотнения отражается также скачком уплотнения, волна разрежения волной разрежения.

При отражении от свободной границы волна разрежения отражается волной скачка, где в отличие от скачка уплотнения происходит постепенное изменение параметров потока. На некотором расстоянии от границы волна скачка переходит в скачок уплотнения. Скачок уплотнения от свободной границы отражается в виде волн разрежения. При взаимодействии с искривленной кромкой следом скачка уплотнения может проходить через него. Если скорость потока в следе дозвуковая, то возникнет отраженный скачок уплотнения, поскольку сдвинутый по потоку от места падения первичного скачка. Следует отметить, что при пересечении волн происходит изменение их направления, и волны, как и скачки уплотнения, могут считаться прямыми [12, 43].

Обтекание решеток профилей сверхзвуковым потоком и вследствие этого аэродинамические характеристики решеток принципиально различны для решеток с суживающимися и расширяющимися каналами.

Обтекание решеток с суживающимися каналами

Как было показано выше (см. рис 211), при обтекании решетки может происходить перерасширение потока, т.е. местное давление, обычно на спиле профиля в косом срезе, может быть ниже, чем давление за решеткой. Кроме того, деления, а следовательно, и скорости в поперечном сечении

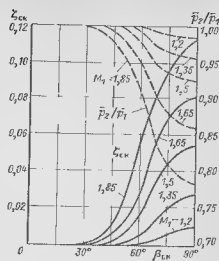


Рис. 222. Потери энергии в скачке уплотнения $\zeta_{ск}$ и отношение давлений торможения p_2/p_1 в зависимости от угла скачка $\beta_{ск}$ и скорости потока до скачка M_1 для $k=1$.

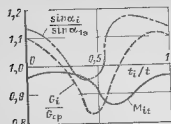


Рис. 2.23 Распределение по длине x параметров потока за сеткой решеткой при транзвуковом режиме $M_1 = 0,96$

большая неравномерность отвечает так называемым транзвуковым режимам когда средние значения числа M_1 за решеткой составляют

$$0,85 - 0,9 < M_1 < 1,05 - 1,15$$

При этом, если среднее прочитается по методике учета вращений перемещений по ряду всех характеристик потока, для транзвуковых режимов характерно увеличение, профильных потерь, но сравнимо с режимами, предшествующими (по числу M_1) появлению местных сверхзвуковых областей, которые также больше по сравнению с зоной с несколько большими числами M_1 , когда с ростом числа M_1 за решеткой происходит выравнивание давлений в поперечных сечениях в торсе решетки и vicinity него (см. рис. 2.17). При $M_1 = 1,15 - 1,2$ эта неравномерность уменьшается и коэффициент потерь определяется другими факторами, рассматриваемыми ниже.

При сверхзвуковом потоке на выходе из решетки в ее минимальном сечении (торсе O) давление равно критическому и к выходу кроме поддохода сверхзвуковой поток. Обтекание выходной кромки со стороны спинки профиля (сторона разрежения) аналогично обтеканию выпуклого угла в результате которого появляется скачок уплотнения K_1 (рис. 2.24, а), называемый внешним кромочным скачком поскольку он располагается вне решетки. Обтекание этой же кромки со стороны давления профиля аналогично обтеканию выпуклого угла, в результате чего возникает волна разрежения E_1 .

В реальной турбинной решетке к поверхности профиля примыкает пограничный слой, а к выходным кромкам имеется вихревой кромочный след N , при этом давление непосредственно за кромочкой, называемое закрочным, обычно несколько ниже давления на срезах решетки. В кромочном следе со стороны спинки профиля из-за деформации следа и выпуклой в этом месте его границы вслед за волной разрежения L_1 появляется волна сжатия R (см. угловую схему на рис. 2.24 а). Как отбрасывающий воздух сжатия возникает скачок уплотнения K_2 , начинающийся на некотором расстоянии от выходной кромки решетки и называемый внутренним кромочным скачком.

Волна разрежения L_1 отражается от спинки соседнего профиля волной разрежения E_2 , в перпендикулярный скачок уплотнения K_2 скачком уплотнения K_3

межтопачного канала, в том числе в минимальном его сечении (торсе), а также непосредственно за решеткой не одинаковы. Вследствие этого, что подтверждается детальными экспериментами, при дозвуковом режиме, определяемом средним значением числа M_1 за решеткой, при $M_1 = 0,85 - 0,95$ в межлопаточном канале могут появиться местные сверхзвуковые зоны, где $M > 1$.

Опыты (рис. 2.23) показали, что при

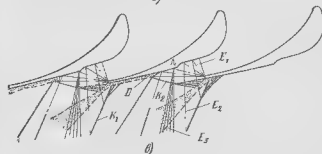
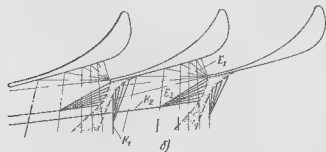
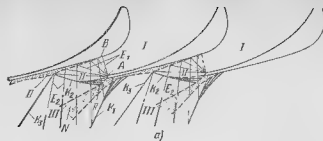


Рис. 2.24 Сверхзвуковое обтекание сжимающихся профилей, ок
а - решетка с прямой спинкой в косом срезе при $M_1 = 1,1 - 1,4$, б - г, же при $M_1 > 1,6$, в - с изломом на спинке профиля при $M_1 = 1,2 - 1,4$

Таким образом, область протекания газа через сжимающуюся решетку при сверхзвуковых скоростях потока на выходе ($M_1 > 1$) можно разделить на несколько зон. Зона I от входа в решетку до минимального сечения AB , где давление падает до критического, зона II, ограниченная линией торса AB , участком спинки профиля BD и скачком уплотнения K_2 , где давление постепенно увеличивается. При пересечении линии скачка K_2 давление скачком возрастает, а далее в зоне III в системе отраженной волны разрежения L_2 постепенно понижается, при пересечении линий K_2 и K_1 давление возрастает.

Все рассмотренные выше скачки уплотнения косые, причем изменение параметров потока в них, так же как и в волнах E_1 и E_2 , зависит от угла наклона и конфигурации спинки профиля в косом срезе.

На рис. 2.27 показано изменение профитных потерь для нескольких расширяющихся решеток в зависимости от числа M_{11} . Как видно из графика, потери $\zeta_{\text{т}}$ существенно уменьшаются при $M_{11} < M_{11\text{крит}}$ из-за отрыва появивающегося после взаимодействия скачка уплотнения с ограничивающим слоем, и потеря энергии в самом прямом скачке.

При некотором M_{11} , зависящем в первую очередь от $F_{11}F_{\text{крит}}$, потери достигают наибольшего значения. Дальнейшее уменьшение числа M_{11} связано с меньшими потерями, так как, несмотря на то что скачок перемещается внутрь канала, его интенсивность падает. При по достижении дозвукового режима потери энергии еще меньше. Очевидно, и это подтверждается опытами, что чем больше $M_{11\text{крит}}$, тем с чем больше $F_{11}F_{\text{крит}}$ тем большие будут потери при сверхзвуковом режиме. Вследствие этого расширяющиеся решетки в энергетических паровых турбинах строятся очень редко, так как вытекающие числа Маха не превышают $M = 1,5-2,0$. В то же время в реакторных турбинах, где в целях уменьшения габаритов агрегата в ступенях часто применяют ось вентили, расширяющиеся решетки имеют более широкое применение.

2.6. КОЭФФИЦИЕНТЫ РАСХОДА И УГЛЫ ВЫХОДА ПОТОКА ИЗ ТУРБИННЫХ РЕШЕТОК

Коэффициенты расхода

При определении выходных сечений сопловых и рабочих решеток необходимо знать действительный характер течения в решетке. Наличие пограничного слоя, неравномерность полей скоростей и вторичные течения приводят к тому, что действительный расход отличается от теоретического. Это отличие учитывается коэффициентом расхода μ , который согласно (2.36) представляет собой отношение действительного расхода G к теоретическому G_t .

Значения μ зависят от того, каким образом формулируется понятие теоретического расхода G_t .

Пользуясь уравнением неразрывности и выражением (2.29), представим теоретический массовый расход пара, проходящего через суживающуюся сопловую решетку при $M_{11} \leq 1$, таким образом:

$$G_t = F_{11} \frac{c_{11}}{v_{11}} \pi d_1 l_1 \sin \alpha_{11} \frac{c_{11}}{v_{11}} \quad (2.47)$$

где t_{11} и c_{11} — теоретические удельный объем и скорость пара в выходном сечении. Эффективный угол α_{11} определяется согласно (2.25).

В том случае, когда истечение происходит с дозвуковыми скоростями, можно принимать в выходном сечении параметры, дающие давление p_1 на выходе из решетки.

При расчете по (2.47) предполагается, что давление в выходном сечении решетки равно p_1 и постоянно по сечению. В реальных условиях структура потока и распределение давления более сложны. Книжки показывают измерения

давлений по обводам профилей, давление в выходном сечении различно на выпуклой и вогнутой поверхностях профилей. Таким образом, лишь в первом приближении можно считать давление в поперечном сечении постоянным и равным давлению за решеткой.

В случае сверхзвукового истечения для выходного сечения суживающейся решетки следует принимать критические параметры ρ_* , c_* , подсчитываемые от начального состояния изотропного заторможенного потока ρ_0 , h_0 , или определить сечение выхода по (2.18).

При указанном определении теоретического расхода истинный расход пара найдется как

$$G_1 = \mu_1 G_{1t} \quad (2.48)$$

Коэффициент расхода μ_1 в предположении равенства давлений в выходном сечении и за решеткой можно подсчитывать по известным значениям условных толщин вытеснения δ^* (см. § 2.2), определяемым у выходной кромки на стороне давления $\delta_{\text{вог}}^*$ и на спинке профиля в горле $\delta_{\text{сп}}^*$,

$$\mu_1 = 1 - \frac{\delta_{\text{вог}}^* + \frac{\delta_{\text{сп}}^*}{\tan \alpha_{11}}}{t \sin \alpha_{11}}$$

Для рабочей решетки коэффициент μ_2 определяется с заменой угла α_{11} на β_{22} .

Следует учесть, что подсчитываемые таким образом коэффициенты расхода относятся к сечениям, достаточно удаленным от концов лопаток, т. е. не учитывают концевых явлений.

Обычно используют экспериментально полученные значения коэффициентов расхода с учетом отклонения давления в выходном сечении (горле) от давления за решеткой.

Так же как и коэффициенты потерь энергии ζ , коэффициенты расхода μ зависят от геометрических параметров, в первую очередь от высоты l — l/h и угла выхода α_1 (или β_{22}), и от параметров потока чисел Рейнольдса и Маха, а также от условий на входе в решетку.

Зависимость коэффициента расхода от числа M показана на рис. 2.28, а. При дозвуковых режимах коэффициент расхода несколько увеличивается с ростом M из-за утончения пограничного слоя в конфузормом потоке. В сверхзвуковой области влияние скорости на коэффициент расхода неопределимо, так как ускорение потока от c_* до c_1 происходит в косом срезе решетки и не сказывается на параметрах потока и характеристиках пограничного слоя в горле. В решетках небольшой высоты $l < 1-1,5$, где существенно влияние концевых явлений, увеличение числа M сказывается сильнее и на коэффициентах потерь ζ , и на коэффициентах расхода μ .

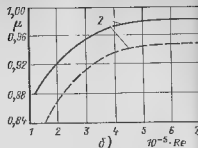
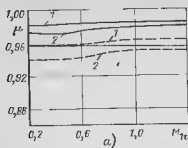


Рис. 2.28. Влияние режимных параметров на коэффициент расхода k .
 а — влияние числа М; б — влияние числа Re ; в — влияние числа Fr для расчеток
 с $h = 0,5$ для рабочих решеток; г — для рабочих решеток заливного типа

Влияние числа Рейнольдса на коэффициент расхода, как видно из рис. 2.28, б, оказывается существенным при $Re < (3 \cdot 5) \cdot 10^5$.

В первом приближении коэффициенты расхода для сопловых решеток при течении изотермического пара можно принять $\mu_1 = 0,97$, а для активных рабочих решеток $\mu_2 = 0,94$. При детальном расчете, если экспериментальные данные по конкретным решеткам отсутствуют, следует воспользоваться табл. 2.2 и их формулами (2.63) и (2.64).

Углы выхода потока

Углы выхода потока из сопловой α_1 и рабочей β_2 решеток, под которыми обычно подразумеваются осредненные с помощью уравнения количества движения по шагу t и высоте l углы направления скорости

$$\sin \alpha_1 = \frac{\int_0^l \int_0^m \sin \alpha_1 \frac{c_{1u}^2}{r_{1u}} dt dl}{\int_0^l \int_0^m \frac{c_{1u}^2}{r_{1u}} dt dl} \quad (2.49)$$

оказывают заметное влияние на расчет ступени и подбор следующей решетки. Поэтому при экспериментальных исследованиях решеток обычно определяется величина α_1 или соответственно β_2 . Для плоских решеток профилей

$$\sin \alpha_1 = \frac{\int_0^l \sin \alpha_1 \frac{c_{1u}^2}{r_{1u}} dt}{\int_0^l \frac{c_{1u}^2}{r_{1u}} dt}$$

Осреднение проводится по количеству движения. Если экспериментальные данные отсутствуют, то при $M_{1u} < 1$ можно воспользоваться выражением

$$\sin \alpha_1 = m_1 \sin \alpha_{1s} \quad (2.50)$$

Во многих случаях, особенно при обтекании современных аэродинамически отработанных решеток с малыми потерями энергии, $m_1 \approx 1$ и $\sin \alpha_1 \approx \sin \alpha_{1s} = \frac{O_1}{l_1}$. При обтекании решеток с большими потерями энергии угол заметно больше эффективного угла α_{1s} , т. е. $m_1 > 1$. Приближенно угол α_1 можно определить, зная коэффициенты потерь энергии ζ и коэффициенты расхода μ .

Запишем уравнение неразрывности для выходного сечения сопловой решетки. $G = \mu_1 \frac{c_{1u}}{r_{1u}} \pi d_1 l_1 \sin \alpha_1$, где c_{1u} и r_{1u} относятся к измеряемому сечению за решеткой. С другой стороны, уравнение неразрывности согласно (2.4) можно для этого сечения записать в виде

$$G = c_1 \pi d_1 l_1 \sin \alpha_1$$

здесь $c_1 = \sqrt{1 - \zeta_c} c_{1u}$ — действительная скорость, полученная осреднением по расходу. Это означает, что коэффициент потерь энергии ζ_c определяется как среднерасходный в отличие от ζ_c , подсчитываемого, например, по (2.24) или определяемого экспериментально по потерям кинетической энергии. В первом приближении можно эти коэффициенты ζ и ζ_c принять одинаковыми. Удельный объем пара v_1 больше теоретического v_{1s} ; их отношение v_1/v_{1s} находится по h_s с-диаграмме или формуле

$$\frac{v_1}{v_{1s}} = \left(\frac{1 + \frac{1}{\kappa + 1} \lambda_{1u}^2}{1 + \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} (1 - \zeta_c) \lambda_{1u}^2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (2.51)$$

Тогда, приравняв расходы, получаем

$$\sin \alpha_1 = m_1 \sin \alpha_{1s} = \frac{\mu_1}{\sqrt{1 - \zeta_c}} \frac{r_1}{r_{1u}} \sin \alpha_{1s} \quad (2.52)$$

Поскольку $r_1/r_{1u} > 1$ и обычно $\mu_1 > \sqrt{1 - \zeta_c}$, то $m_1 > 1$.

Для рабочих решеток вместо (2.52) надо использовать формулу

$$\sin \beta_2 = m_2 \sin \beta_{2s}$$

где

$$m_2 = \frac{\mu_2}{\sqrt{1 - \zeta_{cs}}} \frac{t_2}{v_{2s}}$$

Расширение пара в косом срезе решетки

Вернемся к рассмотрению сверхзвукового потока в суживающейся решетке. При $M_{11} \approx 1$, т. е. при $\varepsilon = p_1/\bar{p}_0 = \varepsilon_*$, в минимальном выходе сечения решетки AC (рис. 2.29) устанавливаются критическое давление $p_* = \varepsilon_* p_0$ и скорость c_* .

При уменьшении p_1 ниже p_* расширение пара от давления p_* в сечении AC до более низкого давления p_1 будет происходить уже не в суживающихся каналах решетки, а внутри косого среза. Когда давление p_1 за решеткой меньше критического, расширение пара от входного сечения до выходного сечения AC будет происходить так же, как и при критическом режиме $M_{11} \approx 1$, и изобара критического давления p_* приблизительно будет совпадать с линией AC . Дальнейшее расширение будет происходить в пределах косого среза. При этом очевидно, что в точке A давление должно понижаться от p_* до p_1 , т. е. в этой точке возникнет возмущение потока. Это возмущение распространяется в движущейся среде со скоростью звука, и расположение изобар в пределах косого среза будет определяться линиями, проведенными из точки A . Направление потока пара, выходящего из решетки, перестает совпадать с нормалью к прямой AB (угол наклона этой нормали условно можно принять равным α_{12}), и весь поток отклоняется на угол δ от направления α_{12} , т. е. $\alpha_1 = \alpha_{12} + \delta$. Справедливость этой картины расширения подтверждается результатами опытов.

В том случае, когда расширение пара происходит в пределах косого среза, угол отклонения потока пара при выходе из решетки может быть приближенно найден из уравнения неразрывности

При изэнтропийном процессе расширения уравнение неразрывности для выходного сечения, параметры и скорость в котором будут равны критическим, запишется так:

$$G_1 = \mu_* \frac{F_1 c_*}{t_*} = \mu_* \frac{F_1 t_1 \sin \alpha_{12} c_*}{t_*}$$

При выходе из решетки угол между направлением скорости и линией, ограничивающей косой срез, составляет $\alpha_{12} + \delta$. Применяя уравнение неразрывности к сечению струи пара, вышедшей из сопловой решетки, напишем

$$G_1 = \mu_1 \frac{F_1 c_{11}}{t_{11}} = \mu_1 F_1 t_1 \frac{\sin(\alpha_{12} + \delta) c_{11}}{t_{11}}$$

Приравняв эти два выражения расхода пара и преобразовывая их, приняв $\mu_1 = \mu_*$, находим

$$\frac{\sin(\alpha_{12} + \delta)}{\sin \alpha_{12}} = \frac{t_1 c_{11}}{F_1 c_* t_*}$$

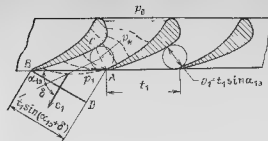


Рис. 2.29 Схема отклонения потока в косом срезе сужающейся решетки

Если считать, что высота струи l_1'' после выхода из сопловой решетки осталась равной высоте в выходном сечении l_1 , то получим

$$\sin(\alpha_{12} + \delta) = \sin \alpha_{12} \frac{c_* t_1}{c_{11} l_1} \quad (2.53)$$

или для рабочей решетки

$$\sin(\beta_{22} + \delta) = \sin \beta_{22} \frac{u_{22}}{v_{22}} \frac{t_{22}}{u_{22}} \quad (2.54)$$

Формулу (2.53) можно преобразовать, используя уравнения изэнтропии. Для этого подставим

$$t_{11} = \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}} = \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \varepsilon_1^{\frac{1}{\gamma}}$$

и

$$\frac{c_*}{c_{11}} = \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma+1}} \frac{1}{\varepsilon_1^{\frac{1}{\gamma}}}$$

тогда

$$m_{11} \frac{\sin(\alpha_{12} + \delta)}{\sin \alpha_{12}} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \frac{\sqrt{\frac{\gamma}{\gamma+1}}}{\sqrt{\frac{2}{\gamma+1} - \frac{1}{\varepsilon_1^{\frac{1}{\gamma}}}}} \frac{1}{q} \quad (2.53a)$$

Таким образом, на основании уравнения неразрывности можно установить зависимость между отклонением струи пара в косом срезе сопловой решетки и степенью расширения ε_1 .

Определяемое уравнением (2.53a) значение m_{11} подсчитано для перегретого водяного пара ($\gamma = 1.3$) и показано на рис. 2.30.

При некотором отношении давлений ε_* , называемом предельным, полностью исчерпывается расширяющая способность

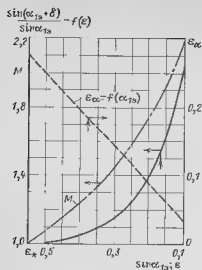


Рис. 2.30. К расчету отклонения потока в косом срезе решетки
функция $\lambda f(\alpha, \delta)$ и λ в зависимости от отношения давлений ϵ .
Предельное отклонение $\lambda_{\max}$ для $\alpha_{12} = 15^\circ$ при котором исчезает расширяющая способность косого среза, в зависимости от угла α_1 . Показатель преломления $n = 1.4$

косого среза. Это предельное расширение соответствует тому случаю, когда линия постоянного давления, выходящая из точки A (рис. 2.29), приблизительно совпадает с плоскостью AB , ограничивающей косой срез.

При $\epsilon_1 < \epsilon_{\text{кр}}$ расширение пара будет происходить за пределами косого среза решетки и давления по обводу профиля не будут меняться, и в соответствии с (2.37) усилие R_n , действующее на профиль в окружном направлении, будет постоянным:

$$R_n = \text{const.}$$

С другой стороны, при заданном расходе пара, который при $\epsilon_1 < \epsilon_{\text{кр}}$ остается неизменным, по уравнению количества движения усилие R_n будет пропорционально разности окружных составляющих скоростей до решетки и за ней. Следовательно, при неизменных условиях входа в решетку постоянство усилия R_n означает постоянство окружной составляющей скорости $c_1 \sin \alpha_1$.

Таким образом, при $\epsilon_1 < \epsilon_{\text{кр}}$ вплоть до $\epsilon \rightarrow 0$ окружная составляющая скорости $c_1 \cos \alpha_1$ достигнет наибольшей величины, будет оставаться неизменной, что показано на тождестве скоростей на рис. 2.31

$$c_1 \cos \alpha_1 = (c_1 \cos \alpha_1)_{\text{норм}} = \text{const}$$

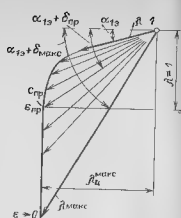


Рис. 2.31. Тогограф скоростей при расширении пара ($\alpha = 1.3$) до различных противодавлений ($\alpha_{12} = 15^\circ$). Скорость $\lambda = c_{12}/a_2 = \epsilon_{\text{нр}} - \epsilon_{\text{нр}} - \epsilon_{\text{нр}}$

Поскольку понижение давления за решеткой не будет передаваться вверх по потоку в косой срез решетки, начиная с $\epsilon \leq \epsilon_{\text{кр}}$, этому режиму $\epsilon_{\text{кр}}$ должна соответствовать осевая скорость, равная скорости звука a_1 , т. е.

$$(c_{1n})_0 = (c_1 \sin \alpha_1)_0 = a_1.$$

Отсюда легко получить выражение для угла потока α_{1n} и отношения $\epsilon_{\text{кр}}$ при режиме предельного расширения в косом срезе решетки.

$$\sin(\alpha_1 + \delta_0) = (a_1/c_{1n})_0$$

Из последнего равенства найдем

$$\left(\frac{c_1}{a_1}\right)_0 \sin \alpha_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \frac{1}{\epsilon_{\text{кр}}^2}}$$

Решив это уравнение относительно $\epsilon_{\text{кр}}$ получим

$$\epsilon_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{1 + \lambda^2}\right)^{1/2} \left(\sin \alpha_1\right)^{1/2 + 1/2} \quad (2.55)$$

Предельная степень расширения $\epsilon_{\text{кр}}$ в зависимости от угла α_1 , представлена в диаграмме рис. 2.30 пунктирной линией.

Характер изменения скорости и отклонение потока при расширении в косом срезе сошловой решетки показаны на рис. 2.31, где построено тождество относительных скоростей $\lambda = c_{12}/a_2$ для решетки с углом выхода $\alpha_{12} = 15^\circ$ при $\alpha = 1.3$.

Предельное расширение в косом срезе возникает при $\epsilon_{\text{кр}}$. Дальнейшее расширение происходит за пределами косого среза. При истечении пара в пустоту ($\epsilon_1 > 0$) и $\lambda_{\text{нр}} = 2.77$ отклонение струи достигает максимальной величины.

Предельный вектор $\lambda_{\text{нр}}$ также представлен в диаграмме на рис. 2.31. Построение диаграммы произведено по формулам приложения 2 и (2.53а) для изотропного процесса расширения идеального газа.

Следует отметить, что здесь допущена условность, так как в действительности при глубоком расширении водяной пар переходит в область насыщения, для которой исходные уравнения несправедливы. Поэтому рис. 2.31 можно рассматривать лишь как пример, иллюстрирующий характер отклонения в косом срезе и за его пределами при глубоком расширении парового потока.

Реальный процесс обтекания решеток отличается от описанного выше, и формулы (2.53) и (2.55) поэтому являются приближенными. В действительности коэффициенты потерь энергии ζ зависят от режима истечения ϵ_1 , а представленная на рис. 2.29 схема расположения изобар в косом срезе решетки не учитывает волнового спектра, рассмотренного в § 2.5. При расширении пара в косом срезе на спилке профиля происходит перерасширение потока.

— 5 Таблица 2.2. Оценка влияния различных характеристик на решение

Стр.	Наименование	Содержание расчетов	Результаты расчетов	Примечания
1	Коэффициент потерь	$\alpha = 0.04 \cdot 10^4 \cdot \frac{1}{10^4} = 0.04 \cdot \frac{1}{10^4} \cdot \frac{1}{10^4} = 0.04 \cdot 10^{-8}$	$\alpha = 0.04 \cdot 10^{-8} = 0.04 \cdot 10^{-8}$	
2	Поправка на фактические потери	$\Delta \alpha = \alpha \cdot \frac{1}{10^4} = 0.04 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{1}{10^4} = 0.04 \cdot 10^{-12}$	$\Delta \alpha = 0.04 \cdot 10^{-12}$	
3	Поправка на все потери	$\Delta \alpha_{\text{вс}} = \alpha + \Delta \alpha = 0.04 \cdot 10^{-8} + 0.04 \cdot 10^{-12} = 0.04 \cdot 10^{-8}$	$\Delta \alpha_{\text{вс}} = 0.04 \cdot 10^{-8}$	
4	Поправка на толщину выстойной крошки	$\Delta \alpha_{\text{вс}} = 0.04 \cdot 10^{-8} = 0.04 \cdot 10^{-8}$	$\Delta \alpha_{\text{вс}} = 0.04 \cdot 10^{-8}$	
5	Поправка на число М	$\Delta \alpha_{\text{вс}} = 0.04 \cdot 10^{-8} = 0.04 \cdot 10^{-8}$	$\Delta \alpha_{\text{вс}} = 0.04 \cdot 10^{-8}$	
6	Поправка на число Рейнольдса	$\Delta \alpha_{\text{вс}} = 0.04 \cdot 10^{-8} = 0.04 \cdot 10^{-8}$	$\Delta \alpha_{\text{вс}} = 0.04 \cdot 10^{-8}$	
7	Поправка на нечетный угол входа	$\Delta \alpha_{\text{вс}} = 0.04 \cdot 10^{-8} = 0.04 \cdot 10^{-8}$	$\Delta \alpha_{\text{вс}} = 0.04 \cdot 10^{-8}$	
8	Поправка на наклон входного обтекания	$\Delta \alpha_{\text{вс}} = 0.04 \cdot 10^{-8} = 0.04 \cdot 10^{-8}$	$\Delta \alpha_{\text{вс}} = 0.04 \cdot 10^{-8}$	
9	Поправка на шероховатость решетки	$\Delta \alpha_{\text{вс}} = 0.04 \cdot 10^{-8} = 0.04 \cdot 10^{-8}$	$\Delta \alpha_{\text{вс}} = 0.04 \cdot 10^{-8}$	

10	Коэффициент скорости	$\varphi = c_1 \quad c_1 = \sqrt{1 - \frac{\gamma}{\epsilon}}$	$\gamma = 1,2 \quad 1,2 = \sqrt{1 - \frac{\gamma}{\epsilon}}$ $\varphi = 0,980 - 0,003 b \cdot l_1$	—
11	Упрощенная формула для коэффициента скорости	—	—	—
12	Коэффициент расхода	$k_1 = 0,985 - 0,016 b_1 \cdot l_1 - 0,016 a_{44}$	$a_{44} = 0,01 M^2 - 0,005 V^3$ $V = 0,985 - 0,016 \frac{b_1}{l_1} \Delta h_{44} = 0,448$	При $M \geq 1$ принимать $\Delta h_{44} = 0,005$
13	Поправка на цикл М	—	—	—
14	Поправка на число Re	—	—	—
15	Поправка на поворот потока	—	$\Delta h_{44} = -8 R e^{-1,2}$ $ \Delta h_{44} = -0,070 + 0,027 \sin \Delta \beta$	При $M \geq 1$ принимать $90^\circ \leq \Delta \beta \leq 150^\circ$
16	Упрощенная формула для коэффициента расхода	$k_{1-1} = 0,982 - 0,005 b_1 \cdot l_1$	$k_2 = 0,965 - 0,010 b_2 \cdot l_2$	—
17	Vгод выхода при M=1	$\sin \pi_1 = \frac{k_1}{Q} \sin \pi_{11}$	$\sin \beta_2 = \frac{k_2}{V} \sin \beta_3$	—
18	Упрощенная формула для угла выхода при M=1	$\sin \pi_1 = (1,002 - 0,002 b_1 \cdot l_1) \sin \pi_{11} \approx \sin \pi_{11}$	$\sin \beta_1 = (1,005 - 0,004 b_2 \cdot l_2) \sin \beta_2 \approx \sin \beta_2$	—
19	Uгод выхода при M ≥ 1	$\sin \pi_1 = \frac{k_1}{Q q_1} \sin \pi_{11}$	$\sin \beta_3 = \frac{k_2}{q g_2} \sin \beta_4$	—
20	Приведенный расход	$q_1 = q(P_1, P_n)$ или $q_1 = f(M_{11})$	$g_2 = g(p; p_n)$ или $g_2 = f(M_{21})$	По приложению 2 для $p(P_1)$ или $p(P_n)$ и для M_{11} из таблицы
21	Упрощенная формула для угла выхода при M > 1	$\sin \pi_1 = (1,002 - 0,002 b_1 \cdot l_1 + 0,5 A_{44}) \frac{\sin \pi_{11}}{q_1} \approx \sin \pi_{11}$	$\sin \beta_3 = (1,005 - 0,004 b_2 \cdot l_2 - 0,5 \Delta h_{44}) \frac{\sin \beta_4}{g_2} \approx \sin \beta_4$	—

Коэффициенты расхода в общем виде определяются по формулам

$$\mu = \mu_{\text{теор}} + \Delta\mu_{\text{св}} + \Delta\mu_{\text{ар}} + \Delta\mu_{\text{р}} + \Delta\mu_{\text{ср}} \quad (2.62)$$

Здесь, кроме влияния относительной высоты лопаток учитывается поправка на число M , т. е. $\Delta\mu_{\text{св}}$, причем поскольку речь идет о сужающихся решетках, когда при $M \geq 1$ параметры потока в минимальном сечении (горле) решеток практически не меняются, при $M > 1$ поправка $\Delta\mu_{\text{св}} = 0,05$ учитывается поправки на число Re , а для рабочих решеток поправка на поворот потока $\Delta\mu_{\text{р}}$, т. е. $\Delta\mu_{\text{ср}}$. Все эти формулы, включая поправки, приведены в табл. 2.7.

Упрощенные формулы для коэффициентов расхода

$$\mu_1 = 0,982 - 0,010h_1/l_1 \quad (2.63)$$

$$\mu_2 = 0,965 - 0,010h_2/l_2 \quad (2.64)$$

Углы выхода для поступковых скоростей определяются по формулам

$$\sin \alpha_1 = \frac{u_1}{\psi} \sin \alpha_{1\text{с}} \quad (2.65)$$

$$\sin \beta_2 = \frac{u_2}{\psi} \sin \beta_{2\text{с}} \quad (2.66)$$

При сверхзвуковых скоростях $M > 1$ следует учесть сжатие потока в вихре, для чего необходимо по формулам приложить 2 или по так называемым табличным значениям расхода $q_1 = q(p_1, p_0)$ или $q_1 = f(M_1)$, а для рабочей решетки $q_2 = q(p_2, p_{\text{вих}})$ или $q_2 = f(M_2)$.

$$\sin \alpha_1 = \frac{u_1}{\psi q_1} \sin \alpha_{1\text{с}} \quad (2.67)$$

$$\sin \beta_2 = \frac{u_2}{\psi q_2} \sin \beta_{2\text{с}} \quad (2.68)$$

Для отношений μ_1/ψ и μ_2/ψ необходимых для определения углов выхода по формулам (2.65), (2.66), следует пользоваться приведенными выше формулами. В большинстве случаев достаточно использовать упрощенные формулы, представленные в табл. 2.2.

Нужно помнить, что всеми приведенными в § 2.7, в том числе в табл. 2.2, зависимостями можно пользоваться для обычного типа сужающихся решеток, обтекаемых однофазной средой (перегретым паром или газом). Учет влияния вязкости на характеристики решеток рассматривается в § 2.8.

Пример 2.1. Определить аэродинамические характеристики кольцевых решеток по упрощенным формулам (2.60), (2.61), (2.63), (2.64) и по формулам табл. 2.2, строка 17. Основные размеры решеток, согласно $l_1 = 22$ мм, $h_1 = 50$ мм, $\sigma_{1\text{с}} = 12$, рабочий $l_2 = 25$ мм, $h_2 = 40$ мм, $\beta_2 = 14$.

Для соплотой решетки коэффициент скорости по формуле (2.60) равен $\varphi = 0,980 - 0,08h_1/l_1 = 0,962$, коэффициент расхода по формуле (2.63) $\mu_1 = 0,982 - 0,010h_1/l_1 = 0,971$, углы выхода согласно формуле приведенной в строке 17 табл. 2.2: $\sin \alpha_1 = (1,002 - 0,003h_1/l_1) \sin 12 = 0,210$ и $\alpha_1 = 12,1$.

Для рабочей решетки коэффициент скорости по формуле (2.61) равен $\varphi = 0,960 - 0,014h_2/l_2 = 0,935$, коэффициент расхода согласно формуле (2.64)

$\mu_2 = 0,965 - 0,010h_2/l_2 = 0,949$ углы выхода согласно формуле приведенной в строке 17 табл. 2.2: $\sin \beta_2 = (1,005 - 0,004h_2/l_2) \sin 14 = 0,245$ и $\beta_2 = 14,2$.

Пример 2.2. Определить аэродинамические характеристики кольцевых решеток по табличным обобщенным зависимостям, приведенным в табл. 2.2, если в дополнение к размерам, указанным в условии примера 2.1, известно следующее:

Для соплотой решетки $\alpha_1 = \alpha_1^{\text{теор}} = 90^\circ$, относительная высота выходной кромки $\Delta h_{\text{кр}} = 0,12$ и радиальный обвод выполнен под углом $\chi_0 = 15^\circ$ с относительным тангенсным высотой $\Delta l_1/l_1 = 0,01$ и $h_{\text{кр}}/l_1 = 30$. Различные параметры $M_{1\text{с}} = 1,2$ и $Re_1 = 8 \cdot 10^5$.

Поправочные коэффициенты (согласно табл. 2.2)

поправка на продольные потери (строка 7)

$$\Delta \mu_{\text{пр}} = 1,00 - 13,00 \sin 12 + 21,0 (\sin 12)^2 = 1,205,$$

поправка на концевые потери (строка 3)

$$\Delta \mu_{\text{кон}} = 1,500 - 2,00 \sin 12 = 1,084,$$

поправка на толщину выходной кромки (строка 4)

$$\Delta \mu_{\text{кр}} = 0,15(0,12 - 0,1) = 0,003,$$

поправка на число $M_{1\text{с}}$ (строка 5) для решетки типа А

$$\Delta \mu_{M_1} = 0,04M_{1\text{с}}^2 + 0,05M_{1\text{с}}^3 = 0,029;$$

поправка на число Re_1 (строка 6)

$$\Delta \mu_{Re_1} = 5,8 \cdot 10^{-4} Re_1^{0,4} = 0,002;$$

поправка на условия входа, так как $\alpha_0 = \alpha_0^{\text{теор}}$,

$$\Delta \mu_{\alpha_0} = 0,$$

поправка на вылет meridionalного обвода (строка 8)

$$\Delta \mu_{\text{обв}} = 0,1 \frac{\Delta l_1}{l_1} \sin \chi_0 = 0,1 \cdot 0,01 \sin 15 = 0,003,$$

поправка на всасывание (строка 9)

$$\Delta \mu_{\text{вс}} = \frac{0,03}{1 + 0} - \frac{0,03}{1 + 30} = 0,001$$

Тогда коэффициент потерь согласно формуле, приведенной в строке 1 табл. 2.2

$$\zeta_{\text{с}} = 0,04M_{1\text{с}}^2 + 0,015 \frac{h_1}{l_1} \Delta \mu_{\text{кон}} + \Delta \mu_{\text{пр}} + \Delta \mu_{M_1} + \Delta \mu_{Re_1} + \Delta \mu_{\text{обв}} + \Delta \mu_{\text{вс}} = 0,123$$

и коэффициент скорости по формуле (2.58) $\varphi = 0,936$. Столь малое (сравнение с расчетом, выполненным в примере 2.1) значение коэффициента скорости объясняется тем, что для числа $M_{1\text{с}} = 1,2$ следует выбирать решетку типа Б, а не типа А. Тогда поправка на число $M_{1\text{с}}$ (строка 5) для 1 клетки типа Б составит $\Delta \mu_{M_1} = 0,015 - 0,08M_{1\text{с}}^2 + 0,06M_{1\text{с}}^3 = 0,003$. При этом коэффициент потерь будет равен $\zeta_{\text{с}} = 0,097$, а коэффициент скорости $\varphi = 0,950$. Для $h/l = 0,44$ необходимо meridionalное профилирование (см. с. 138).

Для определения коэффициента расхода μ_1 подсчитываем поправку поправка на число М (строка 13 табл. 2.2) при $M_{11} > 1$ $\Delta \mu_M = -0,005$, поправка на число Re (строка 14)

$$\Delta \mu_{Re} = 8 Re^{-1.2} = -0,009$$

Тогда по формуле, приведенной в строке 12 табл. 2.2, коэффициент расхода

$$\mu_1 = 0,982 - 0,005 \beta_1 / \beta_2 + \Delta \mu_M + \Delta \mu_{Re} = 0,967,$$

что меньше, чем подсчитанный по упрощенной формуле (2.63) численно $\mu_1 = 0,971$. Это объясняется малым значением числа Re_1 , не характерным для большинства сопловых решеток ступеней паровых турбин.

Угол выхода из сопловой решетки определяем по формуле, приведенной в табл. 2.2 (строка 19), предварительно по $M_{11} = 1,2$ подсчитав для $\gamma = 1,3$ (пересчетный пар) приведенный расход $q_1 = 0,969 \sin \alpha_1 = (1,002 + 0,003 \beta_1) i_1$

$$+ 0,5 \Delta \mu_{\alpha_1} \frac{\sin 12}{q_1} = 0,220 \text{ и } \alpha_1 = 12,7$$

Если выбрана рабочая решетка Р 24-14 А с относительной толщиной кромок $\Delta r = 0,13$, углом входа $\beta_1 = 27$ при $\beta_{10} = 24$ и цилиндрическом баллонах, т. е. при $\gamma_0 = 0$, с относительным диаметром в $d_{кр}/i_2 = 30$ и при заданных параметрах $M_{21} = 0,9$ и $Re_1 = 4,7 \cdot 10^4$, то аэродинамические характеристики сопловой решетки найдем согласно формулам, приведенным в табл. 2.2. Для коэффициента потерь энергии

поправка на профилеальность кромок (строка 2)

$$\Delta \mu_{\text{кр}} = 1,841 - 1,584 \sin \Delta \beta + 0,62 \sin^2 \Delta \beta = 1,101,$$

где угол поворота в решетке $\Delta \beta = 180 - (\beta_{10} + \beta_2) = 142$

поправка на конечные потери (строка 3)

$$\Delta \mu_{\text{кон}} = 1,870 - 1,15 \sin 142 = 1,162,$$

поправка на годину выходной кромки (строка 4)

$$\Delta \mu_{\text{кр}} = 0,15(0,13 - 0,1) = 0,005;$$

поправка на число $M_{21} = 0,9$ для решеток типа А (строка 5)

$$\Delta \mu_{M_2} = -(0,04 M_{21}^2 + 0,05 M_{21}) = -0,004,$$

поправка на число Re_2 (строка 6)

$$\Delta \mu_{Re} = 5,8 \cdot 10^4 Re^{-1.4} = -0,005,$$

поправка на вращательный угол входа (строка 7)

$$\Delta \mu_{\text{вх}} = 0,3 \left(1 + 0,5 \beta_2 / \beta_1 \right) \left[\frac{\sin(\beta_1 - \beta_{10}) \sin \beta_{10}}{\sin \beta_1 \sin \beta_{10}} \right] = 0,002,$$

поправка на наклон меридионального обвода при $\gamma_0 = 0$

$$\Delta \mu_{\text{вх}} = 0$$

поправка на шероховатость решетки (строка 9)

$$\Delta \mu_{\text{ш}} = \frac{0,06}{1 + \beta_2 / i_2} \frac{0,06}{1 + 26} = -0,002$$

Тогда коэффициент потерь энергии согласно формуле, приведенной в табл. 2.2 (строка 1),

$$\zeta_p = 0,08 k_{\text{кр}} + 0,02 \frac{\beta_1}{i_2} k_{\text{вх}} + \Delta \mu_{\text{кр}} + \Delta \mu_{M_2} + \Delta \mu_{Re} + \Delta \mu_{\text{вх}} + \Delta \mu_{\text{ш}} = 0,149$$

и согласно формуле (2.59) коэффициент скорости $\psi = 0,922$

По сравнению с подсчитанным в примере 2.1 по упрощенной формуле (2.61) коэффициентом скорости $\psi = 0,935$ полученное значение ψ заметно меньше. Это объясняется рядом причин, в первую очередь очень крупным поворотом потока в решетке ($\Delta \beta = 142$) и соответственно значительным влиянием его на конечные потери в рассматриваемой решетке относительно небольшой высоты $i_2/\beta_2 = 0,625$.

Для определения коэффициента расхода μ_2 подсчитываем поправку поправка на число M_{21} (строка 13 табл. 2.2)

$$\Delta \mu_M = 0,01 M_{21}^2 - 0,005 M_{21}^3 = 0,004$$

поправка на число Re_2 (строка 14)

$$\Delta \mu_{Re} = 8 Re^{-1.2} = 0,017$$

поправка на поворот потока $\Delta \beta$ (строка 15)

$$\Delta \mu_{\Delta \beta} = 0,020 + 0,027 \sin 142 = 0,013$$

Тогда по формуле, приведенной в табл. 2.2 (строка 12) коэффициент расхода $\mu_2 = 0,965 - 0,010 \beta_2 / i_2 + \Delta \mu_M + \Delta \mu_{Re} + \Delta \mu_{\Delta \beta} = 0,936$, что ниже, чем $\mu_2 = 0,949$, подсчитанный по упрощенной формуле (2.64) в примере 2.1. Это объясняется заметным влиянием числа Re_2 , которое в данном примере мало, существенно меньшим, чем для большинства сопловых паровых турбин.

Угол выхода из рабочей решетки определяем по формуле, приведенной в табл. 2.2 (строка 18), с учетом, что при $M < 1$ нет отклонения в косом срезе решетки

$$\sin \beta_2 = (1,005 + 0,004 \beta_2 / i_2) \sin 140 = 0,745 \text{ и } \beta_2 = 14,2$$

2.8. ТЕЧЕНИЕ ВЛАЖНОГО ПАРА В ТУРБИННЫХ РШЕТКАХ

Характеристики двухфазной среды

В последних ступенях конденсационных турбин и в большинстве ступеней влажнотурбинных турбин, применяемых на атомных электростанциях, процесс расширения пара продолжается ниже пограничной кривой $\chi = 1$ (см., например, рис. 1.30). Таким образом, решетки этих ступеней обтекаются влажным паром, представляющим двухфазную среду, которая включает как паровую, так и жидкую фазы одного вещества — воды. Двухфазная среда может находиться в термодинамически устойчивом, равновесном состоянии, в состоянии временного неустойчивого равновесия (так называемое метастабильное

состояние) и в процессе фазового перехода, когда происходит конденсация пара или испарение жидкой фазы.

При установившемся состоянии важным термодинамическим свойством влажного пара является то, что температура t однозначно определяется согласно [39] давлением p .

При этом важными дополнительными термодинамическими параметрами влажного пара являются влажность λ , характеризующая относительную массу жидкой фазы в определенном объеме среды,

$$\lambda = \frac{m'}{m} = \frac{m'}{m' + m''} \quad (2.69)$$

и сухость пара $\chi = 1 - \lambda$.

Здесь и далее все параметры и характеристики жидкой фазы обозначаются одним штрихом, а паровой двумя.

Наряду с допущениями, принятыми в предыдущих параграфах гл. 2, востребуемостью моделью течения, когда, с одной стороны, учитывается принципиальная разрывность среды на паровую и жидкую фазы, с другой, условно принято, что каждая из фаз равномерно распределена в выделенном объеме и является сплошной.

При неравновесном состоянии двухфазной среды происходит переход одной фазы в другую; скорость этого перехода обозначается $\lambda_{пер}$. При испарении жидкости $\lambda_{пер} < 0$, при конденсации пара $\lambda_{пер} > 0$. Движение двухфазной среды характеризуется разными скоростями фаз, т. е. оно происходит с коэффициентом скольжения $v = c'/c''$, равным отношению скоростей жидкой и паровой фаз. Очевидно, что величина v зависит от многих факторов, в том числе от формы, в какой находится жидкая фаза, от давления среды. Жидкая фаза во влажном паре может находиться в мелкодисперсном состоянии в виде тумана, в крупнодисперсном состоянии в виде капель; в виде пленки, движущейся по поверхности профилей лопаток и торцевым стенкам сопел, а также в виде струй.

Дисперсность влаги характеризуется размером капель, и так как в общем случае в данном объеме имеются капли разного размера, то при этом подразумевается некоторый средний, модальный диаметр капли d_m . Для выделенного объема движущегося влажного пара важной характеристикой является доля крупнодисперсной влаги, в первую очередь. Однако понятие крупнодисперсной влаги, в первую очередь, определяется размером капель d_m , зависит также и от ряда других параметров. Поэтому условно примем, что крупной называется влага, которая относится к ускоряющемуся (или безградиентному) потоку при коэффициенте скольжения $v \leq 0,8$.

Представим рассмотренные в § 2.1 основные уравнения, записанные для однофазной среды, применительно к двухфазной среде.

Уравнение состояния в условиях термодинамического равновесия сохраняет форму (2.2), при этом для влажного пара нельзя применять уравнение состояния для идеального газа (2.1). Представленные в приложении 1 упрощенные аналитические зависимости термодинамических параметров пара относятся и к влажному пару и дают приемлемую точность определения параметров вплоть до $\lambda < 0,15$.

Показатель изотропии κ для влажного пара зависит от множества факторов [13]. Приближенно для зоны $\lambda > 0,975 - 0,965$ можно принимать, что $\kappa'' \approx \kappa' \approx 1,3$ (см. ниже, рис. 2.34).

После образования первичной влаги приближенно можно пользоваться упрощенным выражением

$$\kappa \approx 1,035 + 0,1\lambda \quad (2.70)$$

Для движущейся среды, где $v < 1$ кроме сухости пара χ , определяемой согласно формуле (2.69) и называемой расходной сухостью, вводится понятие так называемой истинной сухости пара $\chi_{ист}$:

$$\chi_{ист} = \frac{v\chi}{(1-\lambda) + v\chi} \quad (2.71)$$

Истинная массовая сухость пара $\chi_{ист}$ равна отношению массы пара m' , находящегося в данный момент времени t в выделенном объеме V , ко всей массе среды в этом объеме; при этом учитывается скорость фазового исхода

$$\lambda_{пер} = \frac{1}{V} \frac{dm'}{dt} = \frac{1}{V} \frac{dm''}{dt} \quad (2.72)$$

Уравнение неразрывности, ранее для однофазной среды записанное в форме (2.4а), примет вид

$$G = G' + G'' \quad \frac{Fc'}{v} + \frac{1-c'}{v} = \frac{Fc''}{v} \quad (2.73)$$

где средняя скорость

$$c = \lambda_{ист} c' + (1 - \lambda_{ист}) c'' \quad (2.74)$$

Уравнение количества движения вместе (2.6) примет вид

$$cd_p = vdp + Rdz, \quad (2.75)$$

где z — направление (координата) движения; скорость c определяется по формуле (2.74); скорость $c_p = \lambda c' + (1 - \lambda) c''$, R учитывает силы сопротивления, в том числе силы взаимодействия между фазами

Уравнение сохранения энергии, как и для однофазной среды, записывается в виде (2.9), однако энтальпия торможения $h = h + c^2/2$ определяется энтальпиями и скоростями фаз с учетом истинной степени сухости:

$$\bar{h} = \lambda_{\text{вст}} [h'' + (c'')^2/2] + (1 - \lambda_{\text{вст}}) [h' + (c')^2/2] \quad (2.76)$$

Теплота q , идущая подводящаяся к среде, определяется как сумма теплоты, подводимой к каждой из фаз с учетом их объемных концентраций Φ' и Φ :

$$q = \Phi' q' + \Phi q'' \quad (2.77)$$

Тогда

$$\bar{h}_0 + q = \bar{h}_1 + L \quad (2.78)$$

Подробно уравнения, относящиеся к двухфазной среде рассмотрены в [13, 48]

Образование влаги в элементах турбины

При переходе однофазной среды (перегретого пара) в двухфазную область состояния в конфузорных (ускоряющихся) потоках, например в сопловых турбинных решетках, с большими скоростями потока c и соответственно с большими абсолютными градиентами давления dp изменение термодинамических параметров происходит очень быстро. При этом не успевает реализоваться равновесный процесс конденсации, т. е., как правило, при прохождении пара через конфузную решетку не успевает произойти конденсация. Температура пара T в таких потоках оказывается ниже соответствующей температуры насыщения T_s , определяемой по термодинамическим таблицам по давлению за решеткой p (рис. 2.33).

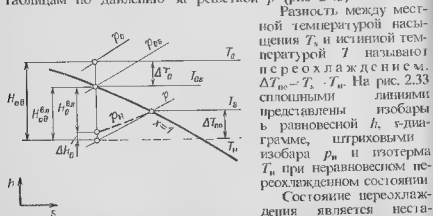


Рис. 2.33 Переохлаждение в тепловой диаграмме

до определенного предела. При достижении максимального для данного случая переохлаждения пар спонтанно переходит в состояние, близкое к равновесному. Новая (жидкая) фаза возникает в виде мельчайших капелек ядер конденсации. Характер и места возникновения влаги в элементах паровых турбин весьма разнообразны. Это бурная спонтанная конденсация в ядре потока, конденсация в вихрях, в частности в кромочных следах за выходными кромками лопаток, конденсация переохлажденного пара на поверхностях различных элементов в областях повышенной крупномасштабной турбулентности.

Если процесс расширения пара (рис. 2.33) пересекает линию насыщения, то конечная статическая температура пара T_s оказывается ниже его равновесной температуры T_s . Рост переохлаждения $\Delta T_{\text{по}}$ приводит к уменьшению критического размера зародыша ядра, при котором образуется влага, и соответственно к интенсификации процесса ядрообразования. С некоторого момента начинается бурная конденсация пара, при этом происходит интенсивное выделение теплоты, местный рост давления и температуры. В опытах было получено переохлаждение до $\Delta T_{\text{по}} = 30 - 40^\circ \text{C}$.

На максимальное переохлаждение, место возникновения конденсации наиболее существенно влияет условный градиент давления в сопловой решетке

$$p \frac{dp}{p dz'} \quad (2.79)$$

а также давление среды p .

Увеличение градиента p приводит к запаздыванию конденсации, росту переохлаждения. Поскольку протяженность зоны, где происходит спонтанная конденсация, невелика, она может условно рассматриваться как зона скачкообразного изменения параметров потока и процесс называется скачком конденсации. При входе процесса в решетку, когда на входе пар перегретый, а на выходе из нее по равновесной h_s -диаграмме влажный, реально конденсация начинает происходить при определенной (равновесной) степени сухости $x_{\text{в}}$, называемой линией Вильсона.

Положение этой линии зависит от условного градиента давления p , который различен для различных струек газа в каналах решетки. Поэтому правильное для конкретной решетки и конкретных условий течения говорить не о линии, а о зоне Вильсона, как показано на рис. 2.34. Обычно эта зона ограничена значениями сухости $x_{\text{в}} = 0,977 - 0,963$. Выше этой зоны при расчетах показатель изэнтропии $k \approx k'' \approx 1,3$.

При рассматриваемом процессе с переохлаждением течение в решетке происходит с дополнительными (кроме рассмотренных выше, в § 2.2) потерь энергии при течении однофазной среды)

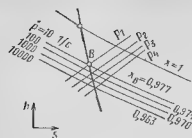


Рис. 2.34 Линии Вильсона x_v в зависимости от условного градиента давления p

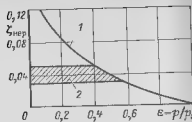


Рис. 2.35 Потери, вызванные неравномерностью процесса конденсации в зависимости от отношения давлений p/p_0 , где p_0 давление на входе в решетку 1 расчетная граница 2 зона начальной спонтанной конденсации

потерями энергии, которые определяются неравномерностью процесса и называются потерями от неравномерности $\zeta_{\text{нер}}$.

Неравномерность процесса приводит к уменьшению распространяемого теплоперепада, которое видно из диаграммы на рис. 2.33, и необратимым потерям, обусловленным межфазовыми обменными процессами:

$$\zeta_{\text{нер}} = \frac{H_{0a}^{\text{в}} - H_{0a}^{\text{н}}}{H_{0a}^{\text{в}}} \approx 1 - \frac{\lambda}{\kappa} \frac{p_0}{p} \left(1 - \epsilon^{\frac{\lambda}{\kappa}} \right). \quad (2.80)$$

Здесь $H_{0a}^{\text{в}}$ располагаемый диаграммный теплоперепад ниже линии насыщения, $H_{0a}^{\text{н}}$ то же, но при неравновесном процессе (см. рис. 2.33), $\epsilon = p/p_0$, показатель изотропии принимается для перегретого пара при состоянии пара в месте пересечения линии насыщения ($\kappa \approx 1.3$). Если $p_0 > p_*$, то в формуле (2.80) соответственно вместо p_0 и ϵ_0 подставляется p_* и ϵ_* , а $\epsilon = p/p_*$.

На рис. 2.35 показана зависимость $\zeta_{\text{нер}} = f(\epsilon)$, там же выделена зона начала спонтанной конденсации. Для расчетов можно пользоваться формулой

$$\zeta_{\text{нер}} = 0.12 \cdot 0.20\epsilon + 0.08\epsilon^2. \quad (2.81)$$

При $\epsilon \leq 0.5$ обычно начинается бурный процесс спонтанной конденсации и потери от неравномерности достигают максимальной возможной величины, т.е. $\zeta_{\text{нер}} = 0.04$.

Если процесс расширения начинается в области перегретого пара, т.е. когда $p_0 > p_*$, то располагаемый диаграммный теплоперепад решетки $H_{0a} > H_{0a}^{\text{в}}$ (рис. 2.33) и для всей решетки потери от неравномерности будут равны

$$\zeta_{\text{нер}} = \zeta_{\text{нер}} \frac{H_{0a}^{\text{в}}}{H_{0a}}. \quad (2.82)$$

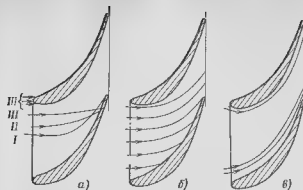


Рис. 2.36 Траектории водяных капель в канале сопловой решетки: а) капли на входе разного размера, l $d_0 = 2$ мм, II $d_0 = 20$ мкм, III $d_0 = 200$ мкм, б) капли на входе одинакового размера, $d_0 = 10$ мкм, в) капли на входе одинакового размера, $d_0 < 1$ мкм

С учетом потерь энергии, присущих однофазному потоку $\zeta_{\text{одн}}$, полный коэффициент потерь энергии можно определить по формуле

$$\zeta = \frac{H_{0a}^{\text{в}}}{H_{0a}^{\text{н}}} \zeta_{\text{нер}} + (1 - \zeta_{\text{нер}}) \zeta_{\text{одн}}. \quad (2.83)$$

Рассмотренный случай при большой доле потерь от неравномерности характерен для одной из ступеней низкого давления паровой турбины, где линия процесса пересекает линию насыщения $x=1$, а также для первой ступени турбины насыщенного пара, когда на входе в сопловую решетку $x_0 = 0.99$, а на предшествующем участке до первой сопловой решетки жидкая фаза обычно очень мелкодисперсна.

Процесс расширения пара в решетках с начальной влажностью на входе весьма сложен. Поскольку в реальных условиях турбины на входе в решетку жидкая фаза имеет разную дисперсность и разное распределение в общем объеме, а скорости капель влаги отличаются от скорости пара и по величине, и по направлению, практически нельзя дать какой-либо общей схемы движения влажного пара.

Траектории капель влаги в канале решетки могут быть различными (рис. 2.36). Капли влаги в паровом потоке могут при этом терять устойчивость, дробиться. Чем крупнее капилет, очевидно, меньше коэффициент скольжения v . Мелкие капли следуют линиям тока осяющего потока; скорость их по величине и по направлению мало отличается от скорости пара.

Анализ распределения влаги и дисперсности ее в сечении за решеткой показывает, что основная доля жидкой фазы

скопцентрирована в виде капель крупного размера. При этом большое значение приобретает механическое воздействие со стороны крупных капель, на паровой поток из-за скопления между фазы.

Течение влажного пара в неподвижных турбинных решетках имеет в общем случае следующие особенности:

а) расширение влажного пара происходит с запаздыванием конденсации, т. е. с переохлаждением которое может быть различным не только в продольном направлении (по потоку), но и в поперечных сечениях канала, а также по высоте решетки;

б) на входе в решетку пар может включать разного размера капли влаги, имеющие скорости, разные по величине и направлению; внутри канала могут образовываться новые капли, может происходить испарение капель, их разрушение, переход в водяную пленку;

в) траектории капель в общем случае отклоняются от линий тока паровой среды;

г) на поверхности профиля и на торцевых стенках каналов образуется водяная пленка, которая в зависимости от массы и режима обтекания решетки имеет разную толщину и форму поверхности. С поверхности пленки срываются жидкие частицы, при ударе капель о пленку часть жидкости может выбрасываться в поток;

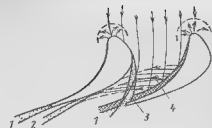
д) в канале происходят трение, тепло- и массообмен между фазами.

В результате этого сложного процесса по сравнению с течением перегретого пара меняются истинные параметры потока на выходе из решетки — как интегральные, так и локальные; в частности, меняются скорости и углы потока, распределение давления по обводу профиля и по высоте. Иными оказываются также интегральные характеристики обтекания решеток, как коэффициенты потерь энергии и расхода, углы выхлода.

Проведенные исследования течения влажного пара в турбинных решетках дают в основном качественную картину и только в некоторых частных случаях позволяют внести поправки в аэродинамические характеристики решеток.

Траектории капель в канале показаны на рис. 2.36. Очень мелкие капли диаметром (в зависимости от давления) $d_m < 1-5$ мкм практически следуют линиям тока основного потока и вместе с ним проходят через решетку, не касаясь с поверхностью профиля. Капли большего размера отклоняются от линий тока, причем тем сильнее, чем больше d . Очень крупные капли ($d > 50-100$ мкм) движутся через сопловый канал почти независимо от направления потока. Размеры и форма большинства решеток таковы, что канал или вообще не имеет просвета, или с осевая линия, проведенная от входного участка сплюсн профиля, пересекает соседний профиль, или этот просвет велик. В первом случае практически все крупные

Рис. 2.37. Схема движения частиц влаги в канале сопловой решетки
1 $\alpha_0 = 90^\circ$ и $\zeta_1 < \zeta_2$
2 — вращательный — вихревой поток
3 и 4 — средние каплевидные потоки
5 — спиральный каплевидный поток



капли будут попадать на вогнутую поверхность, во втором случае это касается только части крупных капель.

Общая схема движения основных потоков частиц жидкости в канале сопловой решетки при $\alpha_0 = 90^\circ$ показана на рис. 2.37. В струях 1 и 2 частицы влаги имеют наибольшие размеры и наименьшие скорости.

Исследования турбинных решеток показали, что коэффициент потерь энергии ζ при тении влажного пара возрастает. Это увеличение коэффициентов потерь происходит вследствие

а) увеличения потерь на трение в водяной пленке и парокладе в том пограничном слое;

б) потерь энергии парового потока на разгон частиц жидкости;

в) трения между фазами;

г) увеличения кромочного следа, дробления пленки при ходе с выходных кромок и дополнительного при этом закручивания потока;

д) ингенсификации вторичного течения в зоне ограничивающих канал торцевых стенок с участием в ней жидкой фазы.

Основными факторами, определяющими рост потерь энергии, являются потери на разгон капель и трение между фазами, а также увеличение кромочных потерь.

С повышением давления пара влияние влажности на характеристики решеток ослабевает. Это объясняется тем, что при этом сокращается разница в плотностях пара и воды, уменьшаются размеры капель и относительные расстояния между ними, увеличиваются числа Рейнольдса.

На рис. 2.38, а приведены результаты исследования сопловой решетки, установленной за турбинной ступенью, когда условия на входе в решетку близки к реальным, присущим многоступенчатым турбинам.

Если пар на входе в исследуемую решетку перегрет ($T_0 > T_s < 10^\circ \text{C}$) или $x_0 < 0,01$, наблюдается резкое увеличение потерь энергии, отнесенных к средней степени влажности x_{cp} , где $x_{cp} = 0,5(x_0 + x_1)$ или при $p_0 > p_s$ средняя влажность равна $x_{cp} = 0,5x_1 H_{0n}^0 / H_{0n}$ (рис. 2.33). Это увеличение потерь объясняется рассмотренным выше неравновесным характером процесса

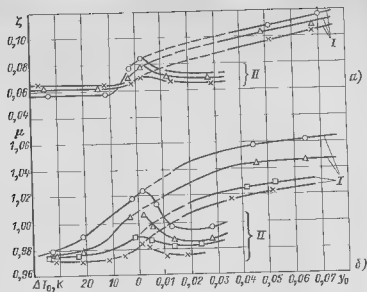


Рис. 2.38. Характеристики соевой решетки
а коэффициент потерь ζ , б коэффициент расхода μ , $d_s \approx 40$ мкм, II $d_s \approx 0,4$ мм

расширения. При этом с ростом числа M (до $M \leq 1$, когда начинается спонганная конденсация) растет переохлаждение и согласно формуле (2.80) возрастают потери от равновесности. При образовании в предшествующей ступени мелкодисперсной влаги с y_0 для анализируемой решетки ($y_0 > 0,005$ – $0,010$), потери энергии снижаются из-за уменьшения переохлаждения и более равновесного процесса конденсации. С увеличением влажности (при $y_0 > 0,02$) потери вновь начинают возрастать при преобладающем влиянии взаимодействия между фазами.

Если на входе в исследуемую решетку влага крупнодисперсная, то необратимые потери энергии больше, чем при малой степени дисперсности. Большая доля крупной влаги λ_{cr} и с увеличением влажности y_0 потери монотонно возрастают. Увеличение потерь объясняется главным образом меньшей величиной коэффициента скольжения ν и, следовательно, большими потерями энергии парового потока на разгон капель влаги.

Приближенно для той зоны, где при заданной доле крупной влаги $0,05 < \lambda_{cr} < 0,6$, увеличение потерь энергии в решетках по сравнению с потерями, присутствующими в однофазной среде (парогетому пару),

$$\zeta = \zeta^{(p)} + \Delta \zeta_{cr}^{(p)}, \quad (2.84)$$

где для соевой решетки приближенно

$$\Delta \zeta_{cr}^{(p)} = (0,015 + 0,005 \lambda_{cr}) + (0,2325 + 0,0752 \lambda_{cr}) y_0 + (0,75 + 4,5 \lambda_{cr}) y_0^2, \quad (2.85)$$

и аналогично для рабочей решетки

$$\Delta \zeta_{cr}^{(p)} = (0,0025 + 0,005 \lambda_{cr}) + (0,095 + 0,45 \lambda_{cr}) y_0 + (1,3 + 3,0 \lambda_{cr}) y_0^2 \quad (2.86)$$

Во влажном паре меняются и коэффициенты расхода; при этом под теоретическим подразумевается расход согласно формуле (2.47), когда и скорость c_{11} и удельный объем v_{11} определяются по равновесной h, s -диаграмме. Опыты показывают (рис. 2.38, б), что обычно $\mu^{(p)} > \mu^{(n)}$. При этом качественный характер зависимости $\mu = \mu(y_0, \lambda_{cr})$ остается таким же, как и аналогичной зависимости коэффициента потерь энергии. Каждая кривая на 2.38 относится к разным λ_{cr} .

Если пар на входе в решетку слегка перегрет (а на выходе по равновесной диаграмме — влажный) или слабонагретый ($y_0 < 0,01$) при начальной перед решеткой мелкодисперсной влаге ($\lambda_{cr} < 0,05$), то главной причиной увеличения коэффициента расхода μ является переохлаждение ΔT_{co} . Используя приближенные зависимости, базирующиеся на уравнении состояния, и учитывая, что скорости и удельные объемы различны для равновесного процесса (обозначены индексом «равн») и процесса с переохлаждением, запишем

$$\frac{c}{c_{равн}} = \sqrt{\frac{H_0}{H_{01}}} \approx \sqrt{\frac{T}{T + \Delta T_{co}}} \left(1 + \frac{\Delta T_{co}}{T}\right)^{1/2}$$

и

$$\frac{v}{v_{равн}} \approx \frac{T}{T + \Delta T_{co}} \approx \left(1 + \frac{\Delta T_{co}}{T}\right)^{-1}.$$

Отсюда получим отношение коэффициентов расхода.

$$\mu = \frac{cF/v}{c_{равн}F/v_{равн}} \approx \left(1 + \frac{\Delta T_{co}}{T}\right)^{1/2}, \quad (2.87)$$

Приближенно

$$\frac{\mu_1^{(n)}}{\mu_1^{(p)}} \approx \frac{1}{\sqrt{x_1}}, \quad (2.88)$$

где x_1 — сухость пара за решеткой при равновесном процессе расширения. Этой формулой для приближенных расчетов можно пользоваться для всех соевых решеток, обтекаемых влажным паром. Изменение расходных характеристик для рабочих решеток зависит от теплоперепада решетки. Так, если давления пара до и за решеткой одинаковы, когда канал в решетке практически постоянного сечения, т.е. когда $Y-1 \sin \beta_2 / \sin \beta_1 = 1$, то следует ожидать, что $\mu_2^{(n)} = \mu_2^{(p)}$. Основываясь на этом, получим следующую формулу для рабочей решетки

$$\frac{\mu_2^{(n)}}{\mu_2^{(p)}} = x_2^{-1/2}, \quad (2.89)$$

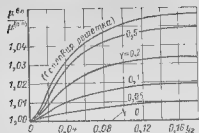


Рис. 2.39 Влияние влажности пара в выходном сечении решетки на коэффициент расхода μ ($\mu = \mu_0 \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_1}$)

где λ_2 — сущность пара за решеткой в равновесной h , s диаграмме

Графически зависимость $\mu^{**}/\mu^{**} = f(\gamma_2, Y)$ показана на рис. 2.39. Более точно, в соответствии с опытами, представленными на рис. 2.38, б, коэффициент расхода для влажного пара можно найти по формуле

$$\mu^{**} = \mu^{**} + \Delta \mu^{**} k_{\mu} \quad (2.90)$$

где $\Delta \mu^{**} = f(\gamma_0, \lambda_{\mu})$ и $k_{\mu} = f(\epsilon)$ показаны на графиках на рис. 2.40. Здесь отношение давления для сопловой решетки $\epsilon_1 = p_1/p_2$ (при $p_0 > p_2$) или $\epsilon_1 = p_1/p_0$ (при $p_0 < p_2$); для рабочей решетки $\epsilon_2 = p_2/p_{1\text{торм}}$, где $p_{1\text{торм}}$ — давление торможения в относительном движении перед рабочей решеткой.

По характеру течения влажного пара в турбинных решетках, показанному схематично на рис. 2.37, по сравнению со средним

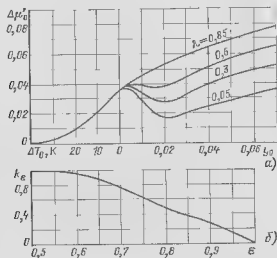


Рис. 2.40 Влияние начального пересвета ΔT_0 и влажности γ_0 , доли крупнодисперсной фазы $\lambda_{кф}$ (а) и отношения давлений ϵ (б) на коэффициент расхода

углом выхода, отвечающим течению перепретого пара, угол выхода жидкой фазы оказывается большим

$$\sin \alpha_1^{**} = \sin \alpha_1^{**} + (\Delta \sin \alpha_1)^{**}, \quad (2.91)$$

приблизненно

$$(\Delta \sin \alpha_1)^{**} = 20 \gamma_0 \sqrt{\lambda_{кф}} \quad (2.92)$$

Тогда средний угол выхода из решетки определяется по формуле

$$\sin \alpha_1 = \sin \alpha_1^{**} + \gamma_0 (\Delta \sin \alpha_1)^{**},$$

где $(\Delta \sin \alpha_1)^{**}$ принимается по выражению (2.92). Увеличение угла α_1 по сравнению с углом выхода перепретого пара α_1^{**} подтверждено опытами

Вопросы ко второй главе

1. Какие основные допущения принимаются при решении большого числа практических задач газодинамики применительно к турбинам и их элементам?
2. Какие основные, фундаментальные уравнения используются для газодинамического расчета элементов турбин?

3. Напишите уравнение неразрывности для определения выходного сечения рабочей решетки F_2 при сверхзвуковой скорости на выходе из решетки

4. Что называется конфузурным безградиентным и диффузурным течением?

5. Что такое параметры торможения и как они определяются? Покажите с помощью $h-s$ диаграммы, как найти давление торможения в относительном движении перед рабочей решеткой. Как в этом случае определить до- или сверхзвуковой режим течения в ней?

6. Напишите формулу для определения критического расхода при заданных параметрах торможения перед решеткой то же при заданных параметрах за решеткой и выходной скорости

7. Каковы преимущества и недостатки турбинных решеток с расширяющимися каналами?

8. Что такое пограничный слой? В чем удобство расчета каналов турбинных решеток с использованием характеристик пограничного слоя?

9. Изобразите эпюры скоростей в пограничном слое при ламинарном и турбулентном режимах. При каком из этих режимов потери от трения будут больше? При каком из этих режимов больше вероятность отрыва пограничного слоя от обтекательной поверхности? Когда и почему при диффузурном течении происходит отрыв пограничного слоя?

10. Назовите основные геометрические и режимные параметры турбинных решеток. Какие основные зависимости включаются в газодинамические характеристики турбинных решеток?

11. Где больше величина оптимального относительного шага t у сопловых или у рабочих решеток?

12. В каких случаях можно не учитывать влияние шероховатости поверхности на коэффициент потерь?

13. По какому размеру решетки принято определять число Рейнольдса? Что называется автомодельным режимом по числу Re? Чему примерно равно число $Re_{\text{кр}}$ для турбинных решеток?

14. Что называется несжимаемой жидкостью в газодинамическом смысле? Как при заданных параметрах пара и скорости потока определить числа M и λ ?
15. Как определяются скептный угол входа и так называемый эффективный угол выхода турбинной решетки? От каких геометрических параметров зависит угол α_1 для данного профиля? Что означают обозначения решеток С-90-15 В и Р 30 21 А?
16. По каким параметрам подбирается типоразмер решетки? Что означают обозначения решеток С-90-15 В и Р 30 21 А?
17. Что такое коэффициенты потерь энергии, коэффициенты скорости и расхода? Как они определяются? От каких основных режимных и геометрических параметров они зависят?
18. Какие составляющие суммарных коэффициентов потерь при обтекании кольцевой турбинной решетки?
19. Почему при бесконечно тонкой выходной кромке ($\Delta x_p \rightarrow 0$) кромочные потери не равны нулю? Почему и как зависят кромочные потери от расстояния плоскости измерения от выходных кромок решетки?
20. В чем физический смысл концевых потерь при обтекании турбинных решеток? Где больше эти потери (при одинаковых высотах и хордах лопаток), в сопловой или в рабочей активной типа решетке?
21. Какова основная причина повышенных потерь энергии при обтекании суживающихся турбинных решеток и сверхзвуковых выходных скоростей?
22. Что такое расширение пара в косом срезе решетки? При каких режимах оно происходит?
23. Что такое предельное отношение давлений для суживающейся решетки? Как его определить, в частности, для рабочей решетки? Почему при осевой составляющей скорости выхода равной критической, окружная составляющая скорости выхода достигает наибольшего значения?
24. Каковы виды состояния двухфазной среды? Как определяются сухость и влажность влажного пара? От чего оно зависит?
25. Что такое переохлаждение влажного пара? От чего оно зависит?
26. Как определяются потери от неравномерности для влажного пара? При каких условиях течения в турбинных решетках нужно их определять? Какова примерно величина максимально возможных потерь от неравномерности $\Sigma_{\text{нр}}^{\text{пар}}$?
27. Как подсчитать потери от неравномерности при обтекании решетки если на входе пар перегретый, а на выходе по h , в диаграмме — единичный?
28. Почему обычно коэффициент расхода для турбинных решеток при тении влажного пара выше чем перегретого?
29. Как и почему различаются углы выхода паровой и жидкой фаз при тении в решетках влажного пара?

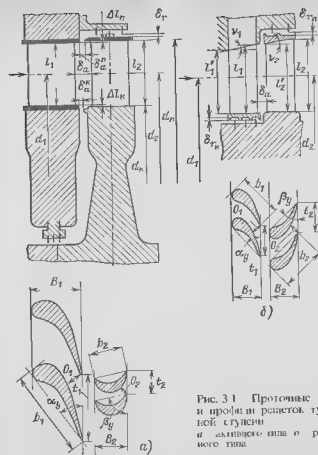


Рис. 3.1 Проточные части и профили решеток турбинной ступени
а — активной типа с реактивного типа

радиально-осевые диагональные и др. Однако в крупных энергетических паровых турбинах за редким исключением используются ступени осевые или с небольшим отклонением от строго осевого направления. Поэтому в дальнейшем, за исключением § 3.7, рассматриваются только осевые ступени.

В ступени турбины работа расширения пара преобразуется в кинетическую энергию потока, а последняя — в механическую энергию. Рассмотрим это преобразование применительно к одной из ступеней осевой турбины (рис. 3.1).

Поток пара, вышедший со скоростью c_1 из сопловой решетки, проходит зазор δ_n , отделяющий неподвижные сопловые лопатки от рабочих, и вступает в каналы рабочей решетки (рис. 3.2).

При обтекании рабочей решетки пар в общем случае дополнительно расширяется от давления p_1 в зазоре между

Глава третья

ТУРБИНАЯ СТУПЕНЬ

3.1. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ В ОСЕВОЙ ТУРБИНОЙ СТУПЕНИ

В практике турбостроения используются ступени с различным направлением потока: осевые, когда частицы пара движутся по поверхностям, близким к цилиндрическим, а также

решетке происходит ускорение парового потока в его относительном движении. С другой стороны, потери при обтекании рабочей решеткой вызывают уменьшение скорости w_2 . В чисто активной ступени при $p=0$ скорость w_2 всегда меньше w_1 , поскольку пар не приобретает ускорения, а потери имеют место.

Абсолютная скорость выхода пара из каналов рабочих лопаток определяется как сумма векторов относительной скорости w_2 и окружной скорости u и обозначается c_2 . Графически c_2 находится из выходного треугольника скоростей, показанного на рис. 3.2

Поворот и ускорение струи пара в криволинейных каналах рабочей решетки происходит под влиянием следующих усилий, действующих на паровую струю во-первых, струя пара испытывает реактивное усилие стенок канала, образованного рабочими лопатками, во-вторых, пар, заполняющий канал, испытывает разность давлений $p_1 - p_2$ при входе в канал и выходе из него. Если обозначить через R' равнодействующую тех усилий, с которыми лопатки действуют на паровую струю, то струя пара развивает на лопатках усилие R , равное, но прямо противоположное усилию R' (рис. 3.2).

При расчетах турбины обычно определяют проекции этого усилия на направление окружной скорости R_u и на перпендикулярное к ней осевое направление R_o .

Для того чтобы найти окружное усилие R_u , развиваемое потоком пара на лопатках ступени в направлении их движения определим сначала равное, но противоположно направленное усилие R'_u , с которым лопатки действуют на струю протекающего пара.

Это усилие может быть найдено на основании уравнения количества движения, записанного для оси u при массовом расходе пара, равном G , кг/с.

$$R_u = -R'_u = Gc_1 \cos \alpha_1 - Gc_2 \cos \alpha_2. \quad (3.2)$$

Аналогично найдем усилие, действующее на рабочие лопатки в осевом направлении, осевое усилие R_o . Для этого также воспользуемся уравнением количества движения в направлении оси o , учитывая при этом разность давлений $p_1 - p_2$, действующих на котельную площадь рабочих лопаток $\Omega = \pi d_1 l_2$

$$R_o = R'_o = Gc_1 \sin \alpha_1 - Gc_2 \sin \alpha_2 + \Omega(p_1 - p_2) \quad (3.3)$$

В выражениях (3.2) и (3.3) α_1 и α_2 углы направления скоростей c_1 и c_2 (рис. 3.2)

В практике расчетов паровых турбин принято при построении треугольников скоростей парового потока совмещать вершины треугольников скоростей входа и выхода

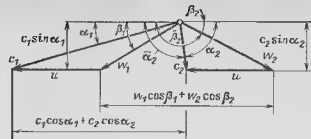


Рис. 3.4. Совмещенные треугольники скоростей турбинной ступени

пара, как показано на рис. 3.4. Кроме того, углы β_2 и α_2 между направлениями относительной и абсолютной скоростей выхода пара w_2 и c_2 и направлением окружной скорости u обычно отсчитывают по часовой стрелке, так что между углами β_2 и α_2 , входящими в уравнения (3.2) и (3.3), и углами β_2 и α_2 , применяемыми в практике расчетов турбин, существует связь: $\beta_2 = \pi - \beta_2$ и $\alpha_2 = \pi - \alpha_2$. Если принять эти новые обозначения углов, то формула (3.2) переписывается так.

$$R_u = G(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2).$$

Далее, кроме особо оговоренных случаев, принято $w_1, w_2 = \text{const}$. Тогда

$$R_u = G(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2). \quad (3.4)$$

Формула для осевой составляющей парового усилия не изменяется от подстановки в нее углов α_2 и β_2 и переписывается таким образом

$$R_o = G(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \Omega(p_1 - p_2) = G(w_1 \sin \beta_1 - w_2 \sin \beta_2) + \Omega(p_1 + p_2). \quad (3.5)$$

Входящие в (3.4) и (3.5) суммы проекций относительных и абсолютных скоростей пара могут быть непосредственно взяты из треугольников скоростей, как это видно из рис. 3.4

Применяя формулы косугольных треугольников, получаем

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2w_1 u \cos \alpha_1; \\ c_2^2 = w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \alpha_2.$$

Мощность, развиваемая потоком пара на рабочих лопатках ступени, может быть найдена как произведение усилия R_u на окружную скорость рабочих лопаток u .

$$N_u = R_u u = Gu(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2). \quad (3.6)$$

Для расхода пара 1 кг/с запишем

$$H_n = N_n / G \quad u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) - u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2). \quad (3.7)$$

Преобразуем уравнение (3.7):

$$H_n = 0,5(c_1^2 - w_1^2 + u_2^2 - c_2^2). \quad (3.8)$$

В уравнении (3.6) мощность N_n выражена в Дж/с, т. е. в ваттах. Если принять за единицу измерения киловатт, то мощность, развиваемая потоком пара на лопатках, напишется так:

$$N_n = 10^{-3} G u (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = 0,5 \cdot 10^{-3} G (c_1^2 - w_1^2 + u_2^2 - c_2^2). \quad (3.9)$$

Абсолютную скорость c_1 истечения пара из сопловой решетки можно легко определить на основании уравнения (2.12): учитывая, что $h_0 = h_0 + 0,5c_0^2$,

$$c_1 = \sqrt{2(h_0 - h_1)} = \varphi c_{1n} = \varphi \sqrt{2(h_0 - h_{1n})} = \varphi \sqrt{2H_{0c}} = \varphi \sqrt{2(1 - \rho)H_0}. \quad (3.10)$$

Используя выражение (2.23), найдем потери энергии при обтекании сопловой решетки, выраженные в Дж/кг:

$$\Delta H_c = \frac{c_{1n}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_{1n}^2}{2} (1 - \varphi^2),$$

где $\varphi = c_1 / c_{1n}$.

Относительную скорость пара при входе в рабочую решетку w_1 определим из треугольника скоростей (рис. 3.4).

Общее уравнение сохранения энергии (2.9), которое было использовано при выводе формулы (2.12), может быть применено также и к потоку пара в рабочей решетке. Однако в этом случае входящая в выражение (2.9) работа $L = H_{1n}$, развиваемая потоком пара, не должна приниматься равной нулю, так как при протекании пара в рабочей решетке часть энергии пара преобразуется в механическую работу.

Применяя обозначения рис. 3.2 и 3.4 и предполагая, что в рабочей решетке пар расширяется от давления p_1 до давления p_2 , напишем уравнение сохранения энергии при отсутствии теплообмена

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + H_n.$$

Используя соотношение (3.8), найдем для $G = 1$ кг/с

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + \frac{1}{2} (c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2)$$

или

$$w_2^2 - w_1^2 = h_1 - h_2 \quad (3.11)$$

Отметим, что выражение (3.11) и другие, записанные на его основе, относятся к рассматриваемому частному случаю $u_1 = u_2$ и. Если $u_1 \neq u_2$, то вместо (3.11) следует написать

$$w_2^2 - w_1^2 = h_1 - h_2 + \frac{u_1^2}{2} - \frac{u_2^2}{2}. \quad (3.11a)$$

Из равенства (3.11) находим относительную скорость выхода пара:

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 + 2(h_1 - h_2)}. \quad (3.12)$$

Формулу (3.12) можно получить и другим путем, если ввести условные параметры торможения в относительном движении (см. $p_{1\text{отн}}$ и $h_{1\text{отн}}$ на рис. 3.3)

$$w_2 = \sqrt{2(h_{1\text{отн}} - h_2)} \quad (3.13)$$

Если бы течение пара в рабочей решетке происходило без потерь, то расширение пара было бы по изотропе. Обозначая в этом случае относительную скорость выхода пара через w_{2i} , напишем для этого теоретического случая

$$w_{2i}^2 - w_1^2 = h_1 - h_{2i} = H_{0r}, \quad (3.14)$$

откуда

$$w_{2i} = \sqrt{w_1^2 + 2(h_1 - h_{2i})} = \sqrt{w_1^2 + 2H_{0r}} = \sqrt{2\rho H_0 + w_1^2}. \quad (3.15)$$

В действительности из-за потерь в рабочей решетке относительная скорость выхода пара w_2 меньше, чем w_{2i} , а h_2 выше, чем h_{2i} . Вычитая из уравнения (3.14), записанного для изотропного течения, уравнение (3.11), находим разность

$$\Delta H_r = h_2 - h_{2i} = 0,5(w_{2i}^2 - w_2^2) = 0,5w_{2i}^2 (1 - \psi^2),$$

где $\psi = w_2 / w_{2i}$.

Найдем более раннее выражение для работы, развиваемой потоком пара в рабочей решетке [см. формулы (3.7) и (3.8)], было выведено на основании закона количества движения, позволившего определить усилие, создаваемое паром на лопатках.

С другой стороны, работу парового потока можно подсчитать, вычитая из располагаемой энергии ступени потери, возникающие при протекании пара в отдельных элементах ступени. Располагаемой энергией ступени для $G = 1$ кг/с является ее располагаемый теплоспад от параметров торможения (рис. 3.3)

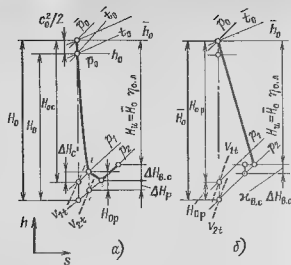


Рис. 3.5 Детальное изображение процесса расширения пара в турбинной ступени в h - s -диаграмме (а) и определение удельного объема пара v_2 по основной изотропе (б)

$$H_0 - H_0 \pm 0,5c_0^2 \quad 0,5(c_{1t}^2 + w_{2r}^2 - w_1^2) \quad (3.16)$$

а потерями — потери при обтекании сопловой ΔH_c и рабочей ΔH_p решеток, а также потери с выходной скоростью

$$\Delta H_{в.с.} = 0,5c_2^2, \quad (3.17)$$

так как пар покидает ступень со скоростью c_2 (рис. 3.2 и 3.4), которая в данной ступени не используется.

Тогда

$$H_u - H_0 = \Delta H_c + \Delta H_p - \Delta H_{в.с.} \quad (3.18)$$

Следует подчеркнуть, что учитывались только те потери энергии в ступени, которые непосредственно связаны с течением пара в ее проточной части. Найденная ранее согласно (3.9) мощность ступени N_u , кВт, равная также

$$N_u = G H_u \quad (3.19)$$

(где G — в кг/с, а H_u — в кДж/кг), называется мощностью на лопатках турбинной ступени (окружной мощностью).

Кинетическая энергия, потерянная при обтекании паром сопловой и рабочей решеток, а также с выходной скоростью, превращается в тепло и может быть учтена при построении процесса в h , s -диаграмме. На рис. 3.5, а детально изображен весь тепловой процесс в турбинной ступени в h , s -диаграмме

3.2. ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ ЛОПАТОЧНЫЙ КПД

Относительный лопаточный КПД ступени представляет собой отношение работы ступени H_u , развиваемой 1 кг пара, к ее располагаемой энергии H_0 .

$$\eta_{0.л.} = \frac{H_u}{H_0} = 1 - \frac{\Delta H_c}{H_0} - \frac{\Delta H_p}{H_0} - \frac{\Delta H_{в.с.}}{H_0} = 1 - \xi_c - \xi_p - \xi_{в.с.} \quad (3.20)$$

Здесь коэффициентами ξ обозначены относительные величины потерь. При этом следует отметить потери в решетках ξ_c и ξ_p , рассмотренные в гл. 2 и отнесенные к располагаемой энергии лопаточной решетки, от потерь $\xi_{в.с.}$ и $\xi_{в.с.}$, отнесенных к располагаемой энергии всей ступени H_0 .

Во многих случаях, в частности при плавном расположении соседних ступеней, одна непосредственно за другой, кинетическая энергия $H_{в.с.} = c^2/2$, потерянная для лопаточной ступени, используется в следующей. Тогда часто пользуются понятием так называемого КПД по заторможенному параметрам $\eta_{0.л.}$, когда в числителе остается выражение для работы лопаточной ступени, а в знаменателе вместо H_0 подставляется $H_0 - 0,5c^2$.

$$\eta_{0.л.} = \frac{H_u}{H_0 - 0,5c^2} \quad (3.21)$$

Возможен случай, когда в дальнейшем используется не вся кинетическая энергия $0,5c^2$, а только ее часть $\chi_{в.с.} c^2/2$. Тогда

$$\eta_{0.л.} = \frac{H_u}{H_0 - 0,5\chi_{в.с.} c^2} \quad (3.22)$$

и $\eta_{0.л.} \leq \eta_{0.л.}^* \leq \eta_{0.л.}^*$, $0 \leq \chi_{в.с.} \leq 1$. Этот случай представлен в h , s -диаграмме на рис. 3.5, б. Если следующая за рассматриваемой ступень имеет сопловую решетку с $\alpha_{0.л.}^* = 90^\circ$, то обычно по отношению к этой ступени может использоваться вся ее составляющая выходной скорости $0,5c^2$, т.е. $0,5c^2 \sin^2 \alpha_2$.

В научно-технической литературе часто под КПД ступени по заторможенным параметрам понимается ее величина $\eta_{0.л.}$ согласно (3.21), а несколько иная величина КПД

$$\eta_{0.л.} = \frac{H_u - \Delta H_c - \Delta H_p}{H_0} = 1 - \xi_c - \xi_p \quad (3.23)$$

Используя формулы (3.7), (3.16) и (3.20), находим

$$\eta_{0.л.} = \frac{2u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)}{c_{1t}^2 + w_{2t}^2 - w_1^2} = \frac{2u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{c_{1t}^2 + w_{2t}^2 - w_1^2} \quad (3.24)$$

Эта формула показывает, что в общем случае КПД находится в довольно сложной зависимости от скоростей парового потока и их направлений

Выражение для КПД можно написать в иной форме, представив расходуемый теплотеперепад ступени в виде кинетической энергии:

$$H_0 - 0.5c_\phi^2, \quad (3.25)$$

где c_ϕ — некоторая фиктивная скорость.

Тогда можно написать

$$\eta_{0, \text{р}} = 2 \frac{u}{c_\phi} \left(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2 \right) - 2 \frac{u}{c_\phi} \left(c_1 \cos \alpha_1 + w_2 \cos \beta_2 - u \right). \quad (3.26)$$

Подставив в (3.26) выражения для скоростей

$$\begin{aligned} c_1 &= \varphi \sqrt{1-r} - r c_\phi, \\ w_1^2 - \varphi^2 (1-r) c_\phi^2 + u^2 - 2u\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-r} c_\phi, \\ w_2 &= \psi \sqrt{r c_\phi^2 + w_1^2}, \end{aligned}$$

получим

$$\eta_{0, \text{р}} = 2 \frac{u}{c_\phi} \left[\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-r} - r \frac{u}{c_\phi} + \psi \cos \beta_2 \sqrt{\varphi^2 (1-r) + \left(\frac{u}{c_\phi} \right)^2} + \frac{2}{c_\phi} \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-r} + r \right]. \quad (3.27)$$

Таким образом, относительный лопаточный КПД является сложной функцией отношения скоростей u/c_ϕ , степени реактивности r , коэффициентов скорости φ и ψ и угла выхода потока из решеток α_1 и β_2 .

В некоторых частных случаях выражение для КПД принимает более простую форму.

Рассмотрим, например, чисто активную ступень ($r=0$). Тогда выражение для относительного лопаточного КПД можно преобразовать следующим образом:

$$\begin{aligned} \eta_{0, \text{р}} &= 2 \frac{u}{c_\phi} \left(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2 \right) - 2 \frac{u}{c_\phi} \frac{w_1 \cos \beta_1}{c_\phi} \left(1 + \frac{w_2 \cos \beta_2}{w_1 \cos \beta_1} \right) - \\ &= 2 \frac{u}{c_\phi} \left(\frac{c_1 \cos \alpha_1 - u}{c_\phi} \right) \left(1 + \frac{w_2 \cos \beta_2}{w_1 \cos \beta_1} \right) \end{aligned}$$

Принимая во внимание, что при $r=0$ $c_1 = \varphi c_\phi$ и $w_2 = \psi w_1$, получаем

$$(\eta_{0, \text{р}})_{r=0} = 2 \frac{u}{c_\phi} \left(\varphi \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_\phi} \right) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \quad (3.28)$$

Если в первом приближении принять, что в рассматриваемой чисто активной ступени $r=0$ — сопла, проектируемые при различных u/c_ϕ , характеристики решеток φ , ψ , α_1 и $\cos \beta_2 / \cos \beta_1$ остаются неизменными, то можно найти такое значение отношения скоростей, называемое оптимальным $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$, при котором $\eta_{0, \text{р}}$ имеет максимум.

Для этого вычислим производную $d\eta_{0, \text{р}}/d(u/c_\phi)$, приравняем ее нулю и получим

$$\left(\frac{u}{c_\phi} \right)_{\text{опт}}^{r=0} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2}. \quad (3.29)$$

Отсюда определяем максимальное значение относительного лопаточного КПД чисто активной ступени ($r=0$):

$$(\eta_{\text{макс}})_{r=0} = \frac{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}{2} \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right). \quad (3.30)$$

Найденное параболическое протекание кривой КПД определяется изменением отдельных потерь в зависимости от u/c_ϕ . Очевидно, что зависимость $\eta_{0, \text{р}}$ может быть получена непосредственно путем подсчета потерь в решетках и потери с выходной скоростью при разных u/c_ϕ и при соблюдении принятых ранее допущений. Выражая потери в долях расходуемой энергии и вычитая сумму потерь, из единицы, что мы должны получить ту же кривую для КПД ступени, что и по формуле (3.28).

Проведенный таким образом расчет позволяет построить кривые изменения отдельных потерь в зависимости от u/c_ϕ (рис. 3.6).

Эти кривые показывают, что наиболее сильно от u/c_ϕ зависят потери с выходной скоростью и что максимум КПД получается примерно при том отношении скоростей u/c_ϕ , где потери с выходной скоростью имеют наименьшую величину.

Если принять, что $(\eta_{0, \text{р}})_{\text{макс}}$ соответствует минимуму выходной скорости c , что в свою очередь гребует ее осевого направления, т.е. $\alpha_2 = \pi/2$, то можно вывести формулу для КПД ступени с любой степенью реактивности. В этом случае $w_2^2 = u^2 + c^2$, и тогда

$$\begin{aligned} &\psi^2 \left[r c_\phi^2 + \varphi^2 (1-r) c_\phi^2 + u^2 - 2u\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-r} c_\phi \right] - u^2 + c^2 \\ &\text{или} \\ &(1-\psi^2) \left(\frac{u}{c_\phi} \right)_{\text{опт}}^2 + 2\varphi \psi^2 \cos \alpha_1 \sqrt{1-r} \left(\frac{u}{c_\phi} \right)_{\text{опт}} + (c/c_\phi)^2 - \varphi^2 \psi^2 - \\ &\quad p \psi^2 (1-\varphi^2) = 0. \end{aligned} \quad (3.31)$$

Приняв $\varphi = \psi = 1$, получим выражение для оптимального отношения скоростей:

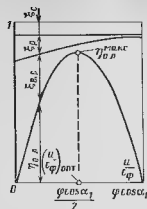


Рис. 3.6 Зависимость потерь при обтекании сопловой ($\epsilon_{с\phi}$) и рабочей ($\epsilon_{р}$) решеток, потерь с выходной скоростью ($\epsilon_{в\phi}$) и относительного logarithmic $\eta_{0.в}$ от отношения скорости u/c_ϕ . (Принято $\varphi = \text{const}$, $\psi = \text{const}$, $\rho = 0,5$)

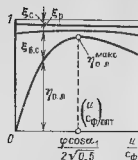


Рис. 3.7 Зависимость потерь и $\eta_{0.в}$ от отношения скоростей u/c_ϕ при $\varphi = \text{const}$ для реактивной ступени ($\rho = 0,5 - \text{const}$)

$$\left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{\text{опт}} = \frac{1 - (\epsilon_2/\epsilon_\phi)^2}{2\cos\alpha_1\sqrt{1-\rho}}. \quad (3.32)$$

Если принять

$$\epsilon_2 - \epsilon_1 \sin\alpha_1 = \epsilon_\phi \sqrt{1-\rho} \sin\alpha_1,$$

что согласно треугольникам скоростей (рис. 3.4) справедливо при равенстве осевых составляющих скоростей c_{1a} и c_{2a} , то получим

$$\left(u/c_\phi\right)_{\text{опт}} = \frac{\cos^2\alpha_1 + \rho \sin^2\alpha_1}{2\cos\alpha_1\sqrt{1-\rho}},$$

и поскольку $\rho \sin^2\alpha_1 \ll \cos^2\alpha_1$, то

$$\left(u/c_\phi\right)_{\text{опт}} \approx \frac{\cos\alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}} \quad (3.32a)$$

Таким образом, оказывается, что оптимальное отношение скоростей обратно пропорционально величине $\sqrt{1-\rho}$. Из (3.29) и (3.32a) получим

$$\left(u/c_\phi\right)_{\text{опт}} \approx \frac{\varphi \cos\alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}. \quad (3.33)$$

При сравнении ступеней с $\rho = 0$ и $\rho = 0,5$ по формуле (3.33) видно, что во втором случае оптимальное отношение скоростей

в $\sqrt{2}$ раз больше, а при той же окружной скорости и оптимальный теплоперепад H_0 в 2 раза меньше. Зависимость потерь и $\eta_{0.в}$ для ступени с $\rho = 0,5$ показана на рис. 3.7

Все сказанное выше относительно оптимального отношения скоростей $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$ касалось случая, когда $\chi_{р,с} = 0$. Если определить $\eta_{0.в}^*$ при $\chi_{р,с} \neq 0$, то оптимальное отношение скоростей будет выше, а кривая $\eta_{0.в} = f(u/c_\phi)$ окажется более пологой.

Следует отметить, что величина $\chi_{р,с}$ зависит от угла входа в последующую сопловую решетку. Обычно эта решетка проектируется под углом входа $\alpha_0 = 90^\circ$, т. е. угол выхода из предыдущей ступени $\alpha_2 = 90^\circ$. В этом случае потери при обтекании сопловой решетки будут минимальными. Иногда для работы ступени при малом $u/c_\phi < (u/c_\phi)_{\text{опт}}$ и нежелательном повышении ее КПД для этого режима сопловую решетку следующей ступени профилируют для угла входа $\alpha_0 < 90^\circ$. Однако при этом из-за быстрого поворота потока в решетке потери жгучих и особенно концевые потери будут выше, чем в обычной решетке, спроектированной для угла входа $\alpha_2 = 90^\circ$ и обтекаемой под таким углом.

Таким образом, с учетом немалой величины $\chi_{р,с}$ в зависимости от угла α_2 скажется, что минимальный КПД с частичным использованием выходной скорости в последующей ступени достигнется при $\alpha_2 \approx 90^\circ$, что обеспечится при отношении скоростей примерно равном тому, что получается по (3.33).

Случай, когда ступень проектируется с $\alpha_2 > 90^\circ$, рассматривается ниже, в § 4.5.

3.2. ВЫБОР ХАРАКТЕРИСТИК И РАСЧЕТ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

Характеристики турбинной ступени

При расчете турбинной ступени требуется выбрать ее размеры, форму профилей сопловых и рабочих решеток, высоты решеток, углы их установки, конструкцию бандажей рабочих чопиков и взоры, так чтобы ступень удовлетворяла требованиям экономичности и обеспечивала надежную работу. Одновременно с определением всех основных размеров ступени необходимо с большой точностью оценить ее КПД.

При проектировании новых турбин, как говорилось, рекомендуется в максимальной степени использовать приведенные в атласах и нормальных профили, что позволяет наиболее уверенно рассчитать ступени, а также разумно ограничить число турбинных профилей и тем самым улучшить организацию производства турбинных лопаток.

В отдельных случаях приходится прибегать к построению совершенно новых профилей.

Расчет ступеней по среднему диаметру выполняется или как первое приближение для любых ступеней, или как окончательный для ступеней с лопатками постоянного по высоте профиля и малой верности (обычно с $d/H > 10$ 15).

При расчете турбинной ступени следует считать заданными величины

G и параметры протекающего пара $\bar{p}_0$, h_0 , а также направление потока при входе в ступень (угол α_0); частоту вращения n

Ряд величин должен быть выбран на основании предварительных соображений; сюда, например, относятся такие величины, как

степень реактивности r ;

отношение скоростей u/c_d .

Кроме того, если рассчитывается одна из промежуточных ступеней многоступенчатой турбины, то ее размеры (диаметр, входные и выходные высоты лопаток) должны рационально вписываться в проточную часть всей турбины.

В результате расчета должны быть зафиксированы выбираемые для ступени профили и их расположение (установочные углы)

На основании уравнений неразрывности, а также с учетом надежности должны быть назначены размеры проточной части и выбраны ширина и шаг профилей в сопловой и рабочей решетках. Должен быть также построен процесс в h_s s -диаграмме и должны быть подсчитаны мощность и КПД ступени

Рассмотрим последовательность расчета ступени.

Выбор степени реактивности

В настоящее время паровые турбины выпускаются со ступенями двух типов — активного (так называемые диафрагменные) и реактивного. Конструкции этих ступеней представлены на рис. 3.1. Поскольку разных тип ступеней требует своеобразного конструктивного исполнения всей турбины и особой технологии изготовления, совмещение этих типов в продукции одного завода (фирмы) обычно не встречается. В то же время так называемая регулирующая ступень (см. § 1.2) выполняется активной независимо от типа турбины, а последние ступени активных конденсационных турбин обычно проектируются реактивными

Таким образом, проектирование ступени начинается с выбора типа ступени. Активные ступени проектируются с $r = 0,05$ –0,25, причем, как будет объяснено ниже, в § 3.4 и 3.5, чем меньше отношение d/H , тем большей выбирается величина r . Если по каким-либо причинам ступень проектируется с расположением сопловых лопаток не по всей окружности (так называемый парциальный подпод, см. § 4.2), то степень

реактивности такой ступени должна выбираться небольшой: $r = 0,02$ –0,12.

В ступени активного типа основная часть теплоперепада $H_0 = (1-r)H_0$ перерабатывается в сопловой решетке, предполагаемой в диаграмме (см. рис. 3.1, а). Профили сопловых и рабочих лопаток такой ступени существенно отличаются друг от друга. В рабочей решетке происходит незначительное ускорение потока при большом угле его поворота

В ступени реактивного типа при $r \approx 0,5$ характер обтекания сопловых и рабочих решеток практически одинаков, и сами профили по своей форме геометрически подобны. Часто эти профили имеют одинаковые размеры (хорду, кромку и т. д.).

Выбирая степень реактивности, следует учитывать, что с увеличением r ухудшается обтекание рабочей решетки, где поток становится более конфузурным. В связи с этим относительный лопаточный КПД возрастает. При этом за счет увеличения перепада на рабочую решетку большая доля пара проходит помимо нее, через зазоры, снижая тем самым эффективность ступени (см. § 4.3). Особенностью ступени с повышенной степенью реактивности является увеличение усилия, действующего на лопатки и диск в осевом направлении. Во многих турбинах это приводит к дополнительному усложнению конструкции ступени и даже всей турбины и может отрицательно сказаться на экономичности

Следует подчеркнуть, что с повышением степени реактивности уменьшается оптимальная величина располагаемого теплоперепада [см. формулу (3.33)] и тем самым возрастает число ступеней и стоимость турбины. Таким образом, в конечном счете выбор степени реактивности r является технико-экономической задачей

Выбор отношения скоростей u/c_d

В зависимости от степени реактивности определяется оптимальное отношение скоростей u/c_d , обеспечивающее максимальную величину относительного лопаточного КПД ступени $\eta_{\text{л.от}}$. Однако, как будет показано ниже, в гл. 4, кроме потерь энергии в решетках ΔH_s и ΔH_p и потери с выходящей скоростью $\Delta H_{\text{вс}}$ в ступени возникают дополнительные потери. Чем больше дополнительные потери, тем ниже оптимальное отношение скоростей (см. гл. 4)

Следует также учитывать, что уменьшение отношения скоростей $u/c_d < (u/c_d)_{\text{опт}}$, позволяющее при той же окружной скорости переработать больший теплоперепад в ступени, с одной стороны, снижает КПД, а с другой — уменьшает число ступеней или диаметр ступени и тем самым удешевляет изготовление турбины

Для некоторых ступеней турбины важным фактором, определяющим выбор u/c_ϕ , является работа в условиях переменного режима (см. гл. 7).

Определение основных размеров ступени

При заданном теплоперепаде ступени H_0 и выбранном значении отношения скоростей u/c_ϕ диаметр ступени равен

$$d = \frac{\sqrt{2H_0}}{u/c_\phi} \quad (3.38)$$

В некоторых случаях при заданном значении диаметра определяется располагаемый теплоперепад ступени:

$$H_0 = H_0' \frac{c_\phi^2}{2} \left(\frac{1}{u/c_\phi} \right)^2 \quad (3.34)$$

Выходная площадь сопловой решетки для дозвукового режима, т. е. при $M_{11} = c_{11}/a_1 < 1$ или $\epsilon_1 = p_1/p_0 > \epsilon_{*1}$, находится из уравнения неразрывности

$$I_1 = \frac{G_1 r_{11}}{\rho_1 c_{11}} \quad (3.35)$$

где скорость $c_{11} = \sqrt{2H_{0k}} = \sqrt{2(1-\rho)H_0}$ и удельный объем r_{11} определяется по h_1 и диаметрам в конце изогрипийного расширения в решетке (рис. 3.5).

Коэффициент расхода μ_1 зависит от геометрических и режимных параметров решетки (см. § 2.6 и 2.7) и при предварительных расчетах может быть взят по данным табл. 2.2, в частности по упрощенной формуле (2.63). В первом приближении $\mu_1 \approx 0.97$. При протекании через решетку влажного пара можно воспользоваться данными рис. 2.40 или упрощенной формулой (2.88).

При сверхзвуковых скоростях потока, т. е. при $M_{11} > 1$ (и при $\epsilon_1 < \epsilon_{*1}$), обычно также применяются суживающие решетки, но выходная площадь находится в этом случае из уравнения

$$I_1 = \frac{G_1 r_{1*}}{\rho_{1*} c_{*1}} \quad (3.36)$$

здесь r_{1*} и c_{*1} соответствуют критическому отношению давлений ϵ_{*1} (рис. 3.8) или критическому теплотерпаду $H_{*1} = c_{*1}^2/2$, где

$$c_{*1} = \sqrt{\kappa p_{*1} v_{*1}} \sqrt{\frac{2}{\kappa+1}} \rho_0 v_1$$

Выходная высота сопловой решетки l_1 (см. рис. 2.6, а и 3.1) находится из выражения

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi d_1 \sin \alpha_1} \quad (3.37)$$

Рис. 3.8. К определению критических параметров пара в турбинной ступени

здесь ϵ — степень парциальности, длина дуги, занятой сопловой решеткой, отнесенная ко всей окружности

$$\epsilon = z_1 t_1 / \pi d_1 \quad (3.38)$$

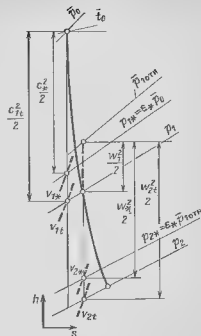
Частичный или парциальный подвод пара $\epsilon < 1$ осуществляется в регулирующей ступени и в первых ступенях турбин небольшой мощности (до $N = 12$ МВт). Выбор величины ϵ рассматривается в § 4.2.

Эффективным углом выхода α_1 , следует задаваться, учитывая, что, с одной стороны, желательно уменьшать α_1 , для того, чтобы увеличить высоту лопаток и повысить КПД ступени (так как потеря с выходной скоростью примерно пропорциональна $\sin^2 \alpha_1$).

С другой стороны, уменьшение $\alpha_1 < 11^\circ$ ведет к росту профилейных потерь в решетках; также увеличивается путь $d_0/\sin \alpha_1$ протекания пара через осевой зазор между сопловыми и рабочими решетками, которое сопровождается сносом потока к периферии и увеличением потерь в зазоре. Для ступеней активного типа обычно применяются решетки с углами α_1 от 11 до 16° . Меньших из этих значений α_1 , следует придерживаться в ступенях с короткими лопатками, так как таким образом достигается увеличение их высоты.

По величине α_1 , заданному углу входа α_0 (в большинстве ступеней $\alpha_0 \approx 90^\circ$) и числу M_{11} выбирается профиль сопловой лопатки (см. § 2.3 и 2.5), а по аэродинамическим характеристикам выбранной решетки определяется угол ее установки α_1 и относительный шаг t .

Хорда профиля решетки b_1 (см. рис. 3.1) выбирается с таким расчетом, чтобы обеспечить достаточную прочность лопатки и жесткость диафрагмы при наиболее тяжелом эксплуатационном режиме. Обычно для активных ступеней эта величина лежит в пределах $b_1 = 40 \div 80$ мм. Для ступеней реактивного типа хорда профилей сопловых лопаток часто равна хорде профилей рабочих лопаток и составляет от 20 до 60 мм.



После выбора хорды профиля h_1 должна быть подсчитана относительная высота сопловой решетки $l_1 = l_1/h_1$, а также должен быть уточнен относительный шаг решетки $t_1 = t_1/h_1$, чтобы число лопаток z_1 было целым.

При малых значениях h_1 , применяемых в решетках первых ступеней некоторых турбин высоких параметров, для увеличения жесткости диафрагмы иногда устанавливаются специальные ребра жесткости, снижающие экономичность ступени.

Для обеспечения вибрационной надежности рабочих лопаток необходимо определенное соотношение между числом сопловых z_c и рабочих z_r лопаток, а также выбор произведения $z_c n$, где n — частота вращения [21, 48]. Поэтому окончательный выбор числа сопловых лопаток и тем самым размеров сопловой решетки (хорды h_1 и относительного шага t_1) можно произвести после полного расчета ступени. Иногда при проектировании ступеней большой мощности и необходимости при этом значительной величины хорды профиля сопловой лопатки приходится идти на неоптимально малый относительный шаг t_1 , что, как показано на рис. 2.15, ведет к увеличению коэффициента потерь энергии ζ_c .

Для вычисления действительной скорости потока c_1 необходимо знать коэффициент потерь энергии ζ_c . Его можно найти по аэродинамическим характеристикам по известным геометрическим и режимным параметрам (см. § 2.4). Однако в условиях реальной ступени, где форма решеток и условия их обтекания отличаются от тех, при которых проводятся статические исследования и построены характеристики, потери энергии несколько больше. Поэтому для кольцевых решеток следует воспользоваться формулами, представленными в табл. 2.2, или приближенной формулой (2.60). Для уточненных значений ζ_c и μ_1 необходимо учитывать поправки на число Re_1 , где $Re_1 = c_1 h_1 / \nu_1$ (кинематическая вязкость пара может быть взята по рис. 1.3 приложения 1). Для влажного пара построение треугольников скоростей производится по скорости c_1 , подсчитываемой с учетом потерь, от влажности согласно формулам (2.81) (2.85).

Следующим этапом расчета ступени является построение входного треугольника скоростей, определение относительной скорости входа пара в рабочую решетку w_1 и угла ее направления β_1 (рис. 3.4). Для этого построения вычисляют скорость $c_1 = \varphi c_{1t}$ и угол ее направления α_1 с помощью формул, представленных в табл. 2.2. Во многих случаях можно принять $\alpha_1 \approx \alpha_{1t}$, однако при сверхзвуковых скоростях, а также при истечении влажного пара следует обязательно учитывать отклонение α_1 от α_{1t} (см. § 2.6.2.8).

Для расчета рабочей решетки необходимо знать состояние пара перед ней, для чего следует подсчитать потери энергии в сопловой решетке:

$$\Delta H_c = H_0 \zeta_c = 0.5 c_{1t}^2 (1 - \varphi^2)$$

Если допустить, что вход в рабочую решетку происходит под углом β_1 , и написать уравнение неразрывности для входного сечения рабочей решетки, то оно может быть представлено следующим образом:

$$l_2 = \frac{c_{2t} t_1}{\mu_1 c_{1t} \sin \beta_1}$$

Замечая, что $\mu_1 \sin \beta_1 = c_1 \sin \alpha_1$, и считая в первом приближении, что $\mu_1 \approx \mu_{1t}$, видим, что высота рабочей решетки при входе теоретически равна выходной высоте сопловой решетки $l_2 = l_1$. Практически рабочие лопатки всегда выполняются с перекрышей (о отношению к высоте сопловой решетки, т.е. $l_2 > l_1$).

Перекрышей в ступени называют величину $l_2 - l_1 = -\Delta h_c + \Delta h_k$ (рис. 3.1), для ступеней с относительно невысокими решетками минимальную перекрышу следует выбирать у корня $\Delta h_c = 0 + 1.5$ мм и у вершины $\Delta h_k = 1.5 + 2.5$ мм. Большие перекрыши в активных ступенях с короткими лопатками делать нецелесообразно, так как это приводит к дополнительным потерям вследствие подсоса пара из зазора в каналы рабочих лопаток, расширения потока и образования вихревых зон в решетках. В последних ступенях конденсационных турбин при значительной высоте решеток допускают увеличенные перекрыши, достигающие 20 мм и более.

Зная все параметры на входе в рабочую решетку, можно перейти к ее расчету и выбору профилей. При этом желательно ориентироваться на такие решетки, которые были экспериментально проверены в комбинации с уже выбранными сопловыми решетками. Эти комбинации решеток представлены ниже, в § 4.6; более подробные сведения о них см. в [14].

Выходная площадь рабочей решетки для докритического режима, т.е. при $M_{2t}, w_{2t}/a_{2t} < 1$ или $\varepsilon_{2t} p_{2t}/p_{1t} > \varepsilon_{cr}$, где p_{1t} — давление торможения в относительном движении (рис. 3.8), находится из уравнения неразрывности

$$F_2 = G_{2t}/(1 - z_{2t}) \quad (3.39)$$

Скорость w_{2t} находится по формуле $w_{2t} = \sqrt{2pH_0/(1 - \mu^2)}$, а удельный объем v_{2t} определяется по h_s -диаграмме в конце изотропного расширения в решетке (рис. 3.5.а и 3.8).

Для некоторых расчетов, в частности при использовании несложных программ для расчета ступеней на ЭВМ [34], можно теоретически удельный объем за рабочей решеткой v_{2t} принимать без учета потерь ΔH_c , т.е. по основной изотропе, проведенной от состояния пара на входе в ступень (см. рис. 3.5.б). В большинстве случаев это не вносит в определение размеров рабочей решетки погрешность, выходящую за пределы точности всего расчета.

Коэффициент расхода μ_2 принимается по формулам, приведенным в табл. 2.2, или по приближенной формуле (2.64). В первом приближении $\mu_2=0,93$. Для влажного пара можно воспользоваться данными рис. 2.40 или более приближенными зависимостями, представленными на рис. 2.39, и формулой (2.89).

При сверхзвуковых скоростях потока, т. е. при $M_{21} > 1$ (или при $\bar{\epsilon}_2 < \epsilon_*$), выходящая площадь находится по уравнению

$$F_2 = G_2 v_{2*} / \mu_2 w_* \quad (3.40)$$

здесь v_* и w_* соответствуют критическому отношению давлений P_{2*}/P_{1000} , ϵ_* или критическому теплоперепаду H_* , $0,5w_*^2$, где

$$w_* = \sqrt{\kappa P_{2*} v_{2*}} \sqrt{\frac{\gamma \kappa}{\kappa + 1} P_{1000} \bar{\epsilon}_{1000}}$$

В большинстве ступеней принимается горизонтальное очертание меридионального обвода рабочей лопатки и, следовательно, $l_2 - l_2$. В некоторых случаях, особенно часто в последних ступенях конденсационных турбин, $l_2 > l_2$ и выбирается из условия плавности проточной части группы ступеней. При заданном значении l_2 определяется эффективный угол выхода для рабочей решетки

$$\sin \beta_{2*}, \quad F_2 / \pi d_2 c l_2 \quad (3.41)$$

Иногда для унификации рабочих лопаток может быть задана величина угла β_{2*} и формула (3.41) используется для уточнения высоты l_2 . Если при этом получается неудовлетворительная величина перекрытия, то следует или отказаться от унификации, или перепроектировать ступень, выбрав другую величину степени реактивности ρ .

Если, как это обычно делается, принять $G_2 = G_1 - G$, то из уравнений неразрывности для решеток ступени можно получить соотношение

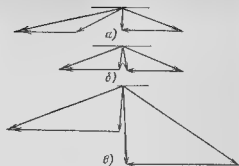
$$\frac{v_{2*} \sin \beta_2}{c_1 \sin \alpha_1} \cdot \frac{l_1 v_{2*} \varphi / \mu_2 \sin \beta_2 / \sin \beta_{2*}}{l_2 v_{1*} \varphi / \mu_1 \sin \alpha_1 / \sin \alpha_{1*}} \approx \frac{l_1 v_{2*}}{l_2 v_{1*}} \quad (3.42)$$

Анализируя это выражение, видим, что при $v_{2*}/v_{1*} \approx 1$, что соответствует активным ступеням, а также любым ступеням при малых скоростях потока ($M \ll 1$), осевые составляющие скоростей на выходе из решеток обратно пропорциональны высотам лопаток и $c_1 \sin \alpha_1 > v_{2*} \sin \beta_2$.

В ступенях со значительной степенью реактивности, спроектированных на большой теплоперепад, $v_{2*}/v_{1*} > 1$ и $c_{2*}/c_{1*} > 1$ (см. треугольники скоростей на рис. 3.9)

По величине β_{2*} , примерному значению угла входа β_1 , которое может немного отличаться от β_{1*}^{out} , и числу

Рис. 3.9 Треугольники скоростей для турбинных ступеней:
а) при $\rho < 0,1$, d — при $\rho \approx 0,5$ и $c_{2*}/c_{1*} \approx 1$, e — при $\rho \approx 0,5$ и $c_{2*}/c_{1*} \approx 1,6$



M_{2*} выбирается профиль рабочей лопатки (см. § 2.3), а по аэродинамическим характеристикам выбранной решетки определяется угол ее установки β_1 и шаг t_2 .

Абсолютный размер хорды профиля выбирается в первую очередь из условий надежности. В первом приближении, рассчитывая рабочую лопатку как консольную, жестко закрепленную балку, можно найти наибольшие изгибающие напряжения, которые в случае постоянного по высоте профиля возникают в корневом сечении лопатки:

$$\sigma_{изг} = \frac{R l_2}{2 z_p e W_{изг}} \quad (3.43)$$

Усилие R , действующее на лопатки, подсчитывается по своим составляющим R_a и R_{os} , определяемым по (3.2) и (3.3): $R = \sqrt{R_a^2 + R_{os}^2}$, а момент сопротивления $W_{изг}$ и ρ принимается из нормалей (см. приложение 3), или вычисляется. Для переработки сталей, наиболее широко применяемых при изготовлении рабочих лопаток, обычно принимают $\sigma_{разр}^{ст} = 30 - 80$ МПа. Большое значение относится к реактивным ступеням. Если выбранный размер профиля не удовлетворяет требованиям прочности, то при сохранении подобия всех размеров решетки профилей и, следовательно, неизменного относительного шага t_1 , хорду профиля следует увеличить в соответствии с выражением

$$l'/b = \sqrt{\sigma_{изг} / \sigma_{разр}^{ст}} \quad (3.44)$$

Поскольку всегда проверяется и вибрационная надежность лопаток, следует учитывать, что в первом приближении частота собственных колебаний пропорциональна хорде профиля.

Проверка растягивающих напряжений в рабочих лопатках может привести к необходимости выполнить их профиль, переменным по высоте. Поскольку с этим сталкиваются при проектировании относительно длинных лопаток (с малыми d/H), расчет $\sigma_{раст}$ рассматривается в § 3.5

Определение КПД ступени

После окончательного подбора решеток и определения всех размеров ступени уточняются потери энергии в ступени и ее относительный лопаточный КПД.

Потери энергии в рабочей решетке ΔH_p подсчитываются по формуле

$$\Delta H_p (H_{0p} + 0.5w_1^2)\zeta_p = 0.5w_2^2(1 - \psi^2)$$

Коэффициент потерь энергии ζ_p можно найти из аэродинамических характеристик решетки по известным геометрическим и режимным параметрам (см § 2.4).

Для кольцевых рабочих решеток ступени коэффициент потерь ζ_p или коэффициент скорости ψ можно определить по формулам, представленным в табл. 2.2, или по приближенной формуле (2.61)

Для уточненных значений μ_2 и ψ необходимо учитывать поправки на число Re_2 , где $Re_2 = w_2 b_2 / \nu$. Для влажного пара учитываются дополнительные потери от влажности согласно формулам (2.86)

Построение выходного треугольника (рис. 3.4) производится по скорости $w_2 = \psi w_1$ и углу β_2 . Для дозвуковых скоростей ($M_2 = w_2/a_2 < 1$) и перегретого пара приближенно можно принять $\beta_2 \approx \beta_{2a}$. Более точно, а также при $M_2 > 1$ с учетом отклонения потока в косом срезе рабочей решетки угол β_2 определяется согласно формулам, приведенным в табл. 2.2. Для влажного пара учитывается поправка согласно данным § 2.8 по формулам (2.91) (2.93).

Из треугольников скоростей определяются выходная скорость c_2 и потери с выходной скоростью ΔH_{c_2} . Далее строится процесс в h, s -диаграмме (рис. 3.5 и 3.8). По формулам (3.20) и (3.26) подсчитывается относительный лопаточный КПД ступени $\eta_{л.ст.}$ по формуле (3.18) работа, совершенная паром (с учетом потерь при обтекании решеток и с выходной скоростью) $H_{л.}$ и по формуле (3.19) мощность на лопатках $N_{л.}$. Эти формулы годятся только в случае, если ступень работает перегретым паром. При работе ступени влажным паром, в том числе если на входе в ступень пар перегретый, а на выходе по равновесной h, s -диаграмме влажный, КПД, работа и мощность ступени определяются по соотношениям, рассмотренным в § 4.4.

Для подсчета полного, так называемого относительного внутреннего КПД ступени $\eta_{ст.вн.}$ внутренней мощности $N_{ст.вн.}$ и параметров пара на входе в следующую ступень необходимо учесть дополнительные потери в ступени. Определение этих потерь рассматривается в гл. 4.

Таким образом, при проектировании ступени по заданным условиям определяются векторы скоростей вне решеток, т. е.

до сопловой решетки, в зазоре между решетками и за рабочей решеткой. По этим скоростям, расходу пара и меридиональным размерам ступени (высотам лопаток на входе и выходе, а в общем случае и заданным формам меридиональных обводов) подбирают решетки, прошедшие экспериментальную проверку. Принципиально эти решетки можно профилировать теоретически, т. е. найти форму профиля и канала решетки, задавшись изменением давления или скорости по обводу профиля. Для паровых турбин в настоящее время такой способ не всегда применяется из-за возможных расхождений между теоретическими и экспериментальными результатами. Возможны и другие варианты, например при заданных геометрических углах выхода из решеток (α_1 , или β_2) определении высоты лопаток.

Рассмотренная в данном параграфе задача проектирования ступени называется обратной.

Иная задача, называемая прямой, требует определения параметров потока, в том числе в сечениях вне решеток, при заданных условиях и всех известных размерах решеток, в том числе профилей. Решение прямой задачи необходимо при расчете так называемого переменного режима работы ступени и разбирается в гл. 7

Пример 3.1. Рассчитать промежуточную ступень активного типа паровой турбины средней мощности при следующих условиях: расход пара G 28,5 т/с, частота вращения n 50 1/с; начальные параметры пара: давление $p_0 = 4,00$ МПа, температура $t_0 = 410$ °С, энтропия (определяется по таблицам [39]) или h , энтальпия h_0 3238,0 кДж/кг; скорость пара на входе в сопловую решетку $c_0 = 53,0$ м/с, ее направление $\alpha_0 = 90^\circ$, средний диаметр $d_1 - d_2 = 0,946$ м.

Определим окружную скорость u_1 $w_2 = w_1 \sin \alpha_1$ 148,6 м/с

Предварительно примем степень реактивности на среднем диаметре $p = 0,10$. Тогда оптимальное отношение скоростей можно найти по формуле (3.33), задавшись, в первом приближении φ 0,95 и α_1 13,0

$$\left(\frac{u}{c_0}\right)_{opt} = \frac{\varphi \sin \alpha_1}{2 \sqrt{1-p}} = 0,488$$

В связи с тем что в ступени возникают дополнительные потери, не учитываемые при выводе формулы (3.33), которые снижают оптимальное отношение скоростей выберем $u/c_0 = 0,48$. Тогда фактическая скорость $c_0 = u/\sin \alpha_0$ 309,6 м/с и радиальный температурный перепад ступени (рис. 3.10, е)

$$P_0 = 0,5 \zeta_0^2 \cdot 10^{-3} = 47,9 \text{ кДж/кг}$$

С учетом того, что энтропийная торможения перед ступенью равна $h_0 = h_0 + 0,5 \zeta_0^2 = 3239,4$ кДж/кг, теоретическая энтропия на выходе из ступени определяется по основной изотерме, проходящей через начальную точку процесса p_0, h_0 , равна h_{2t} h_0 3191,5 кДж/кг

Располагаемый теплоперепад ступени при выбранной степени реактивности делится между сопловой $H_{ст.с.} = (1-p) H_0$ 431 кДж/кг и рабочей

Выбрав по приложению 3 рабочую решетку Р3021 А, по формулам табл. 2.2 уточняем значение коэффициента расхода $\mu_2 = 0,965 \cdot 0,016 b_2 l_2 + 2 \Delta \mu_{\text{вх}} + \Delta \mu_{\text{вс}} + \Delta \mu_{\text{ср}} = 0,93$, где исправки $\Delta \mu_{\text{вх}} = f(M_2) = 0,001$, $\Delta \mu_{\text{вс}} = f(Re_2) = 0,018$ при $Re_2 = v_{22} b_2 / \nu_2 = 1,9 \cdot 10^5$, $\Delta \mu_{\text{ср}} = f(\Delta p) = 0,000$.

Подставив в уравнение непрерывности новое значение μ_2 получаем окончательное $G_2 = 0,0254 \text{ кг/с}$ и $\mu_2 = 0,99$.

Коэффициент потерь энергии при обтекании рабочей решетки $\zeta_p = 0,08 \text{ кг/с}^2$ и $0,026 \text{ кг/с}^2$ $b_2 l_2 + \Delta \zeta_{\text{вх}} + \Delta \zeta_{\text{вс}} + \Delta \zeta_{\text{ср}} = \Delta \zeta_p = 0,121$, где поправки $\Delta \zeta_{\text{вх}} = f(\Delta p) = 1,029 \cdot k_{\text{вх}} = f(\Delta p) \cdot 0,995$, $\Delta \zeta_{\text{вс}} = f(M_2) = 0,002$, $\Delta \zeta_{\text{ср}} = f(Re_2) = 0,015$, $\Delta \zeta_{\text{ср}} = f(\Delta p) = 0,002$ при $\Delta p = \Delta p(b_2 l_2 \sin \beta_{20}) = 0,09$; $\Delta \zeta_{\text{ср}} = f(d/l) = 0,001$.

Коэффициент скорости $\sqrt{1/\zeta_p} = 6,938$, и действительная относительная скорость выхода пара из рабочей решетки $w_2 = 161,8 \text{ м/с}$ (с учетом поправки этой скорости по формуле табл. 2.2 $\beta_2 = \arcsin [(1,005 + 0,004 b_2 l_2 / \nu) \sin 20,9] = \arcsin 0,360 = 21,1^\circ$).

На рис. 3.10 б по w_2 , β_2 и u построен выходной треугольник скоростей, из которого определены абсолютная скорость пара на выходе из ступени $c_2 = 58,3 \text{ м/с}$, угол ее направления $\alpha_2 = 87,7^\circ$.

Близкое к прямому направлению скорости α_2 когда $\alpha_2 > 90^\circ$, показывает что в первом приближении, то есть с точностью относительно внутреннего КПД ступени, отношение скоростей w_0/w_2 выбрано правильно.

Потери энергии в ступени, кДж/кг, составляют $\Delta H_{\text{с}} = H_{0\text{с}} \zeta_p = 3,1 \text{ кДж/кг}$, $\Delta H_p = 0,5 \cdot 10^4 \zeta_p = 1,5 \text{ кДж/кг}$ и $\Delta H_{\text{св}} = 0,5 \zeta_{\text{св}}^2 = 1,7 \text{ кДж/кг}$.

Тогда теоретический лопаточный КПД ступени

$$\eta_{\text{л}} = 1 - \frac{\Delta H_{\text{с}} + \Delta H_p + \Delta H_{\text{св}}}{H_0} = 0,862.$$

Воспользуясь формулой (3.26) получим то же значение КПД

$$\eta_{\text{л}} = \frac{u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)}{H_0} = \frac{148,6 \cdot 277,8}{47,9} = 0,867$$

КПД ступени по заданным параметрам полукругом по формуле (3.21)

$$\eta_{\text{л}} = \frac{u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)}{H_0 \Delta H_{\text{св}}} = 0,894$$

Используя с учетом $\eta_{\text{л}}$ теплоперевод ступени равен $H_{\text{с}} = H_0 \eta_{\text{л}} = 41,3 \text{ кДж/кг}$ мощность на выходе (на обод) ступени $A_{\text{с}} = G H_{\text{с}} = 1,177 \text{ кВт}$ и $\dot{Q} = 1180 \text{ кВт}$.

Прямая часть ступени изображена на рис. 3.10 в. Если бы для определения размеров рабочей решетки заданный объем пара G_2 выбирать не по основной изохорне, а по изоэнтальпии, приведенной от состояния пара на входе в рабочую решетку, т.е. с учетом потерь $\Delta H_{\text{с}}$ (рис. 3.10 а), т.е. $h_{2\text{с}} = 0,0846 \text{ м}^3/\text{кг}$, то высота лопаток равнялась бы $h_2 = 24,05 \text{ мм}$. Разница в полученных при таком расчете размерах не выходит за пределы точности расчета.

По известным значениям геометрических характеристик профиля (см. приложение 3), рассчитанным для хорды $b_2 = 25,0 \text{ мм}$ и кривизны $f = 1,76 \text{ см}^2$

$J_{\text{вх}} = 0,186 \text{ см}^4$ и $H_{\text{вх}} = 0,216 \text{ см}^4$, необходимо проверить надежность в рабочих лопатках а также выбранных их характеристик с учетом μ_2 сопловой решетки [21]. В частности, по формуле (3.43) определим возникающие напряжения $\sigma_{\text{вн}}$. Предварительно найдем окружное усилие, действующее на рабочие лопатки $R_{\text{с}} = N_{\text{с}}/n = 13,48 \text{ кН}$. Окружное усилие $R_{\text{с}} = G(c_{10} - c_{\text{с}}) + \rho d l_2 (r_1 - r_2)$ $4,56 \text{ кН}$.

Тогда $R \sqrt{R_{\text{с}}^2 + R_{\text{с}}^2} = 14,23 \text{ кН}$ и возникающие напряжения

$$\sigma_{\text{вн}} = \frac{R l_2}{2 \tau_p W_{\text{вн}}} = 4211 \text{ нПа} \approx 4,2 \text{ МПа}$$

что ниже допускаемого $\sigma_{\text{вн}}^{\text{доп}} = 40 \cdot 50 \text{ МПа}$ при первом подводе пара, т.е. при $e = 1$. Поэтому по условиям возникающих напряжений можно не менять технологические хорды профиля b_1 .

Если воспользоваться упрощенными формулами (2.60), (2.61), (2.63) и (2.64) для коэффициентов скорости и расхода и считать, что $\alpha_1 = \alpha_2$ и $\beta_2 = \beta_{20}$, то получим $l_2 = 27,8 \text{ мм}$, $\beta_{20} = 20,6^\circ$ и $N_{\text{с}} = 1179 \text{ кВт}$.

3.4. РАСЧЕТ СТУПЕНИ С УЧЕТОМ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА ПО РАДИУСУ

Основные уравнения и методы расчета

При рассмотрении теплового процесса турбинной ступени до сих пор предполагалось, что течение в сопловой и рабочей решетках может считаться плоскопараллельным и что параметры потока сохраняются постоянными по высоте решеток. При этом все расчеты относились к среднему диаметру ступени. На самом деле предположение о постоянстве параметров по высоте решеток является лишь первым приближением, которое тем ближе к истине, чем меньше версность ступени, т.е. чем больше d/l . Практические расчеты, основанные на постоянстве параметров по высоте решетки, могут быть использованы лишь в тех случаях, когда $d/l > 10 \cdot 15$.

При большой версности предположение о плоскопараллельном течении в решетках турбинной ступени становится недостаточно оправданным, и такой расчет ступени при ее проектировании может привести к заметному снижению КПД.

В действительности в кольцевых решетках частица пара перемещается по сложной поверхности, а в меридиональной плоскости (рис. 3.11) соответственно по сложным меридиональным линиям тока. Если в § 3.1 и 3.2 вектор скорости потока, например, скорости c , раскладывается на две составляющие: $c^2 = c_n^2 + c_o^2$, то в данной пространственной задаче она разлагается на три составляющие

$$c^2 = c_n^2 + c_o^2 + c_z^2. \quad (3.45)$$

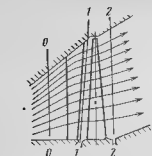


Рис. 3.11 Турбинный ступень большой верности. Мериональные линии тока в расчетном сечении вне решеток

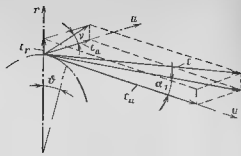


Рис. 3.12 Параллелепипед абсолютной скорости и цилиндрической системе координат

связанные между собой через угол потока на цилиндрической поверхности α и в меридиональной плоскости ν (рис. 3.12):

$$\left. \begin{aligned} c_u &= c_a \operatorname{ctg} \alpha; \\ c_r &= c_a \operatorname{tg} \nu; \\ c &= c_a \sqrt{\operatorname{tg}^2 \nu + \sin^2 \alpha} \end{aligned} \right\} \quad (3.46)$$

Если поток в каком-то сечении нормально оси ступени закручен, т. е. направлен под углом $\alpha \neq 90^\circ$, то, следовательно, на частицы пара действуют негравитационные силы, как известно, пропорциональные c_u^2/r . Если же в меридиональной плоскости эти частицы движутся с наилоном к оси, т. е. под углом $\nu \neq 0$, то кроме того на них действуют допониные силы от ускорения, возникающего при движении пара, вдоль цилиндрической поверхности тока. В радиальном направлении всем этим силам противодействует градиент давления dp/dr , в результате чего оказывается, что по радиусу (высоте) ступени давление пара не одинаково.

Наибольшие изменения давления по радиусу обычно относятся к сечению $I-I$ (рис. 3.11), т. е. в зору между сопловой и рабочей решетками, так как в этом сечении поток наиболее закручен здесь и наибольшие углы α направления абсолютной скорости, и наибольшие скорости c , т. е. наибольшие значения c_u . Недостаточность информации о реальном характере потока, детально изменение его характеристик по радиусу и по оси a , ограниченные пока возможности вычислительной техники затрудняют для сложных условий течения вязкой, сжимаемой жидкости, иногда

с $M \geq 1$ в паротурбинных ступенях большой верности достаточно корректно поставить и точно решить задачу расчета так называемого пространственного потока

Однако имеется много в той или иной мере приближенных методов расчета, также достаточно сложных, они позволяют качественно, а иногда и близко к данным экспериментального исследования количественно выявить влияние тех или иных факторов на характеристики потока в ступени большой верности, произвести расчет ступени при переменных по радиусу параметрах потока.

Ниже представлена схема одного из таких методов, которая показывает влияние основных факторов на изменение параметров потока по радиусу, в частности в зоре между решетками ступени.

Используя цилиндрическую систему координат (рис. 3.12), запишем для установившегося движения:

уравнения количества движения (уравнения Эйлера) [12, 43]

$$r \frac{dp}{dr} - \frac{c_u^2}{r} + c_a \frac{\partial c_r}{\partial r} - \frac{c_u}{r} \frac{\partial c_r}{\partial \nu} + c_r \frac{\partial c_r}{\partial t} + P_r; \quad (3.47)$$

$$r \frac{dp}{r \partial \nu} - \frac{c_u c_r}{r} + c_a \frac{\partial c_u}{\partial \nu} - \frac{c_u}{r} \frac{\partial c_u}{\partial \nu} + c_r \frac{\partial c_u}{\partial t} + P_u; \quad (3.48)$$

$$r \frac{dp}{r \partial t} - \frac{c_u}{r} \frac{\partial c_u}{\partial t} + \frac{c_u}{r} \frac{\partial c_u}{\partial \nu} + c_r \frac{\partial c_u}{\partial t} + P_t \quad (3.49)$$

и уравнение неразрывности

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial t} (r c_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \nu} (r c_u) + \frac{\partial}{\partial a} (c_a) = 0 \quad (3.50)$$

Здесь и далее P_r , P_u и P_t составляющие внешних сил (например, от лопаток, гравитационных, магнитогидродинамических и т. д.). В последующих уравнениях, приводимых здесь в выводе и анализе этими силами пренебрегаем.

Для относительного движения в рабочей решетке уравнения количества движения примут вид

$$r \frac{dp}{r \partial t} - \frac{(u_a + u)^2}{r} + \frac{c_u}{r} \frac{\partial u_r}{\partial a} - \frac{u_a}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \nu} - \frac{u_r}{r} \frac{\partial u_r}{\partial t} + P_r; \quad (3.51)$$

$$r \frac{dp}{r \partial \nu} - \frac{u_a u_r}{r} + \frac{2u_a \omega}{r} - \frac{u_a}{r} \frac{\partial u_a}{\partial \nu} + \frac{u_r}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \nu} - \frac{u_r}{r} \frac{\partial u_r}{\partial t} + P_u; \quad (3.52)$$

$$r \frac{dp}{r \partial a} - \frac{u_a}{r} \frac{\partial u_a}{\partial a} - \frac{u_a}{r} \frac{\partial u_a}{\partial \nu} - \frac{u_r}{r} \frac{\partial u_a}{\partial t} + P_a; \quad (3.53)$$

где ω — угловая скорость

Уравнение неразрывности запишется так

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{v_r}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \nu} \left(\frac{v_\nu}{r} \right) + \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{v_\nu}{r} \right) = 0. \quad (3.54)$$

Из этих уравнений следует, что в общем случае давление пара меняется не только в осевом направлении a и по шагу решетки t (по углу ν), но также и по радиусу r . Изменение давления пара по радиусу описывается уравнением количества движения в проекции на ось r , т. е. уравнением (3.47), в котором первый член в правой части c_p^2/r характеризует влияние центробежных сил, а остальные члены - влияние радиального ускорения.

Уравнение количества движения в проекции на ось r называется уравнением радиального равновесия. В форме (3.47) оно учитывает и радиальное ускорение.

Как и при расчете ступени по среднему диаметру, при расчете пространственного потока могут ставиться обратная и прямая задачи, т. е. определяются или все размеры решеток (проектируется ступень), или все параметры при заданных размерах ступени (см. гл. 7).

При проектировании ступени большой верности обратная задача обычно решается в упрощенной постановке, т. е. при заданных условиях определяются вне решеток параметры потока и векторы скорости, переменные по радиусу, а затем для каждого радиуса подбираются (или профилируются) решетки профилей. Таким образом, расчет ведется для трех сечений ступени, $\theta = 0, 1$ и 2 (рис. 3.11).

В настоящее время расчеты пространственного потока для кольцевых турбинных решеток и ступени в целом проводятся, как правило, упрощенно - для осесимметричного потока, т. е. в предположении $\partial/\partial \nu = 0$. При этом упрощенные (без членов $\partial/\partial \nu$) уравнения количества движения не учитывают массовых сил воздействия лопаток на поток P , что справедливо для пространства вне решеток, в частности для сечений $\theta = 0, 1, 2$ (рис. 3.11).

Для сопловой решетки используются уравнения (3.47), (3.49) и (3.50). К ним добавляется уравнение процесса, например уравнение изохорности

$$pr^* = \text{const} \quad (3.55)$$

и уравнение сохранения энергии, записанное для линии тока.

$$v dp + dh = 0,5 d(c_\nu^2 + c_\nu^2 + c_\nu^2) \quad (3.56)$$

Для решения системы из пяти уравнений, записанных для кольцевой сопловой решетки, с пятью неизвестными p, r, c_ν, c_ν и c_ν и аналогичной системы для кольцевой рабочей решетки должны быть заданы дополнительные параметры и харак-

теристики решеток. Обычно заданы расходи, пара через решетки G_1 и G_2 и угловая скорость ω . Далее из предварительного расчета ступени, проведенного по среднему диаметру (§ 3.3), должны быть получены все меридиональные размеры ступени и известные параметры пара на входе в ступень, давление между решетками и на выходе из ступени на среднем радиусе (рис. 3.1).

Кроме перечисленных условий решение задачи требует еще замыкающего соотношения, называемого законом закрутки. Для определения параметров потока в сечении $1/1$ необходимо задаться законом закрутки сопловой решетки, а для параметров в сечении $2/2$ законом закрутки рабочей решетки. Эти законы закрутки рассматриваются ниже.

Для расчета ступени и подбора для нее решеток важно знать изменение скоростей потока.

Преобразуем уравнения так, чтобы получить зависимости dc/dt и dc/da . Подставив в (3.47) выражение (3.46) и помня, что

$$\frac{\partial}{\partial a} \frac{\partial}{\partial a} + \frac{\partial}{\partial t} \frac{\partial}{\partial a} \frac{\partial}{\partial a} + \frac{\partial}{\partial t} \frac{\partial}{\partial t} \text{tg } \nu, \quad (3.57)$$

получим

$$r \frac{dp}{dt} = c_a^2 \left(\frac{c_\nu^2 \alpha}{r} - \frac{d \text{tg } \nu}{da} - \frac{\text{tg } \nu}{a} \frac{dc_a}{da} \right) \quad (3.58)$$

и аналогично из соотношения (3.49)

$$v \frac{dp}{da} = -c_a \frac{dc_a}{da} \quad (3.59)$$

Из двух последних выражений имеем

$$v \frac{dp}{da} - c_a^2 \left[\text{tg } \nu \left(\frac{c_\nu^2 \alpha}{r} - \frac{d \text{tg } \nu}{da} \right) + \frac{1 + \text{tg}^2 \nu}{c_\nu} \frac{dc_a}{da} \right]. \quad (3.60)$$

Преобразуя уравнение неразрывности (3.50), получаем

$$r \frac{d(1/t)}{da} + \frac{1}{c_\nu} \frac{dc_a}{da} \frac{d \text{tg } \nu}{dr} + \frac{\text{tg } \nu}{r} \quad (3.61)$$

Разделив (3.60) на (3.61) и учтя, что $dp/d(1/t)$ равно квадрату скорости распространения звука, а также обозначив через M_a отношение осевой скорости c_a к скорости звука, получим

$$M_a^2 = \frac{1}{\text{tg } \nu} \left(\frac{c_\nu^2 \alpha}{r} - \frac{d \text{tg } \nu}{da} + \frac{\text{tg } \nu}{c_\nu} \frac{dc_a}{da} \right) \cdot \frac{1 + \text{tg}^2 \nu}{c_\nu} \frac{dc_a}{da} \quad (3.62)$$

Рис. 3.13. Пример использования метода конечных элементов для расчета пространственного обтекания рабочей решетки ступени ботинной компрессии

204

204

204

204

204

204



204

204

204

204

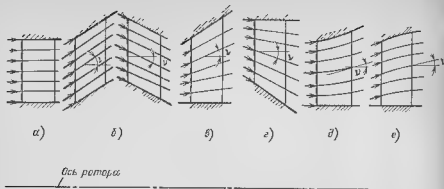


Рис. 3.15. Различные формы меридиональных линий тока в сопловых решетках

На основе уравнения (3.63) проанализируем влияние ряда факторов на распределение давления p_1 и скорости c_{1r} в зазоре между решетками. Для этого сначала рассмотрим некоторые частные случаи.

1. В частном случае цилиндрических поверхностей тока (рис. 3.15, а), т.е. при $\text{tg} \alpha = 0$, получаем простое уравнение

$$\frac{d}{dr} (\ln \tilde{r}^2) = -\frac{2 \cos^2 \alpha}{r} \quad (3.65)$$

Его решение записывается в виде

$$\left(\frac{c}{c_{\text{кон}}} \right)^2 = \exp \left(-2 \int_{r_{\text{кон}}}^r \frac{\cos^2 \alpha}{r} dr \right), \quad (3.66)$$

где индекс «кон» относится к радиусу $r_{\text{кон}}$, на котором из предварительного расчета известны параметры потока, в том числе скорость $c_{\text{кон}}$.

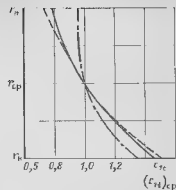
Как видно из (3.66), от корня к периферии скорость потока уменьшается, причем тем больше, чем меньше угол α , т.е. чем больше закрутка потока.

2. В частном случае ступени с коническими поверхностями тока $\text{tg} \alpha = \text{const}$ (рис. 3.15, б) скорость потока от корня к периферии уменьшается сильнее, чем в цилиндрической схеме (случай 1). Влияние конусности потока оказывается тем большим, чем больше число M_a .

3. В решетке с коническими поверхностями тока и увеличением абсолютного угла наклона их от корня к периферии (рис. 3.15, в) скорость падает в еще большей степени (например, ступень с корневым цилиндрическим и периферийным коническим обводами, рис. 3.11).

Обратная картина будет наблюдаться для решетки, изобращенной на рис. 3.15, г

Рис. 3.16. Распределение скоростей пара за сопловой решеткой с $\theta = 2,75$ при $(M_a)_1 = 1$. Расчет в предположении $\frac{dp_1}{dr} = 0$, расчет по (3.63), и меридиональным линиям тока согласно рис. 3.15, в



Влияние наклона меридиональных линий тока в подавляющем большинстве случаев ничтожно по сравнению с расчетом по формуле (3.66) оно может изменить относительные скорости c_n/c_r всего на несколько процентов [34].

4. В случае кривизны меридиональных линий тока на участке с выпуклостью их к оси решетки (рис. 3.15, д) уменьшение скорости к периферии замедляется (рис. 3.16), и, наоборот, увеличивается разница в скоростях при вогнутой к оси решетке форме меридиональной линии тока (рис. 3.15, е).

Форма и наклон линий тока зависят от многих факторов: во-первых, от меридиональных границ решеток, во-вторых, от распределения по радиусу расходов пара, определяемых изменением угла $\alpha_1 = \alpha(r)$ и числа $M_{a1} = f_1(r)$ для сопловой решетки; угла β_2 , $\beta(r)$, давления в зазоре $p_1 = p(r)$ и числа $M_{a2} = f_2(r)$ для рабочей решетки, в-третьих, от изменения площади канала решеток по осям r и a .

Как первое приближение, особенно для ступеней с цилиндрическими меридиональными обводами, может служить гипотеза о цилиндрических поверхностях тока. В этом случае решение задачи о распределении параметров потока по радиусу может быть получено как из общих уравнений [для сопловой решетки из (3.66)], так и более простым путем. В частности, если для элементарной массы пара в зазоре между решетками найти центробежную силу, то из условия радиального равновесия этой частицы получим

$$v \frac{dr}{dr} = \frac{c_a^2}{r}, \quad (3.67)$$

и* далее

$$\frac{c_{1r}}{c_{1\text{кон}}} = \exp \left(\int_{r_{\text{кон}}}^r \frac{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}{r} dr \right). \quad (3.68)$$

где индекс «изв» относится к радиусу, где известны все параметры потока.

Выражение (3.68) отличается от (3.66) введением коэффициента скорости φ , так как при выводе в отличие от (3.63) не использовалось уравнение изохитричного процесса (3.55).

Выражение (3.67) часто называют упрощенным уравнением радиального равновесия, и оно может быть записано для каждого из сечений вис решеток, т. е. для сеч $\varphi = 0, 1$ и 2 (рис. 3.11)

$$r_0 \frac{dr_0}{dr} = \frac{c_{10}^2}{r}; \quad r_1 \frac{dr_1}{dr} = \frac{c_{11}^2}{r}; \quad r_2 \frac{dr_2}{dr} = \frac{c_{12}^2}{r}. \quad (3.69)$$

Предполагая, что как перед, так и за ступенью $c_{10} \neq 0$ и, следовательно, при постоянстве по радиусу температуры пара перед сопловой решеткой предполагаемый теплоперепад ступени не меняется по радиусу, получаем формулу для определения изменения по радиусу степени реактивности.

$$\frac{c_{11}^2}{c_{10}^2} = \frac{1 - \rho}{1 - \rho_{\text{max}}} \exp \left(-2 \int_{r_{\text{max}}}^r \varphi^2 \cos^2 \alpha \frac{dr}{r} \right). \quad (3.70)$$

Таким образом, для того чтобы по упрощенному уравнению радиального равновесия определить изменение по радиусу степени реактивности, необходимо знать зависимости $\alpha_1 = \alpha(r)$ и $\varphi = \varphi(r)$.

Первая из этих зависимостей является упомянутым выше замыкающим соотношением, называемым законом закрутки сопловой решетки.

Законы закрутки решеток

При проектировании ступени, т. е. при решении обратной задачи, часто зависимость $\alpha_1 = \alpha(r)$ задается косвенным путем через изменение по радиусу скоростей потока или их составляющих, или удельного расхода, или степени реактивности.

Рассмотрим некоторые законы закрутки из встречающихся в практике паротурбостроения.

1 Постоянство углов $\alpha_1 = \text{const}$. Интегрируя (3.70) и приняв $\varphi = \text{const}$, получим

$$\frac{c_{11}^2}{c_{10}^2} = \frac{1 - \rho}{1 - \rho_{\text{max}}} \left(\frac{r}{r_{\text{max}}} \right)^{2\varphi \cos^2 \alpha_1}. \quad (3.71)$$

2 Постоянство $c_{1r} \text{ const}$, т. е. неизменность по высоте циркуляции скорости закрученного потока, выходящего из сопловой решетки. Примем $\varphi = 1 \text{ const}$

Используя уравнение (3.65) в виде

$$dc_{1r}^2 = 2 \cos^2 \alpha_1 c_{1r}^2 \frac{dr}{r}$$

и из условия $c_{1r} \cos \alpha_1 r = c_{1rk} \cos \alpha_{1k} r_k$ заменив $\cos \alpha_1 = \frac{c_{1rk}}{c_{1r} r_k}$, получим уравнение

$$dc_{1r}^2 = -2 \cos^2 \alpha_{1k} c_{1rk}^2 r_k^2 \frac{dr}{r^3}.$$

Интегрируя его от r_k до r , получим выражение для скорости c_{1r}

$$c_{1r}^2 = c_{1rk}^2 = \cos^2 \alpha_{1k} c_{1rk}^2 r_k^2 \left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{r_k^2} \right),$$

которое после простых преобразований принимает вид

$$\frac{c_{1r}^2}{c_{1rk}^2} = \frac{1 - \rho}{1 - \rho_k} \left(\frac{r_k}{r} \right)^2 \cos^2 \alpha_{1k} + \sin^2 \alpha_{1k}. \quad (3.72)$$

Отсюда находим

$$c_{1r}^2 = \left(\frac{c_{1rk}}{r^2} \right)^2 + c_{10k}^2$$

и, принимая во внимание, что

$$c_{1r}^2 = c_{1\theta}^2 + c_{10}^2,$$

получаем, что $c_{10} = c_{1\theta} \sin \alpha_1 = c_{1rk} \sin \alpha_{1k} = \text{const}$, т. е. осевая составляющая скорости неизменна по радиусу.

Изменение угла похода α_1 при условии $c_{1r} r = \text{const}$ и $\varphi = 1$ определяется выражением

$$\text{tg } \alpha_1 = \frac{c_{1\theta}}{c_{1r}} = \left(\frac{c_{1rk}}{c_{1r} r_k} \right)^2 = \text{tg } \alpha_{1k} \frac{r_k}{r}. \quad (3.73)$$

Если и для потока за рабочей решеткой $c_{2rk} r = \text{const}$, то это означает, что удельная работа не меняется по высоте

$$h_u = u(c_{1r} + c_{2rk}) = \omega(c_{1r} r + c_{2rk} r) = \text{const}. \quad (3.74)$$

После преобразований уравнения радиального равновесия для состояния пара за рабочей решеткой, аналогичных выполненным выше, находим, что при коэффициенте скорости $\psi = 1$ осевая составляющая выходной скорости также остается неизменной по радиусу.

$$c_{20} = c_2 \sin \alpha_2 = c_{2rk} \sin \alpha_{2rk} = \text{const}. \quad (3.75)$$

Для частного случая $c_{2u} \rightarrow 0$ получим

$$\lg \beta_2 = \lg \beta_{2x} \frac{r_s}{r} \quad (3.76)$$

Для несжимаемой жидкости, т. е. при $M_1 \rightarrow 0$, условие c_{1u} -const означает постоянство по радиусу удельного расхода, т. е. массового расхода пара на единицу площади. На рис. 3.17 сплошными линиями представлены результаты расчета для ступени с $d_1/l_1 = d_2/l_2 = 3$ в предположении несжимаемой жидкости.

3 Так называемый закон постоянства удельного расхода. Под удельным расходом в случае $\mu = 1$ и дозвуковых скоростей понимается величина:

для сопловой решетки

$$\Delta G_1 = \frac{2\pi r \sin \alpha_{1s} c_{1u} dr}{2\pi r dr} = \frac{c_{1u} \sin \alpha_{1s}}{r_{1u}} \quad (3.77)$$

для рабочей решетки

$$\Delta G_2 = \frac{2\pi r \sin \beta_{2s} w_{2u} dr}{2\pi r dr} = \frac{w_{2u} \sin \beta_{2s}}{r_{2u}} \quad (3.77a)$$

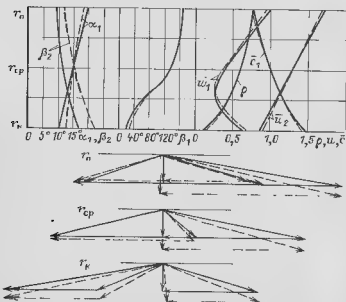


Рис. 3.17 Результаты расчета ступени, спроектированной с неизменным по высоте удельным расходом пара $\Delta G = \text{const}$
 $\theta = d_1/l_1 = d_2/l_2 = 3,0$; $\psi = \psi_{1-1} = 1$ $M = 0$ $c_{1u} = \rho_1/l_1 = c_{1u}$
 $w_2 = w_{2u}$ $\beta_2 = \beta_{2u}$ $\beta_1 = \beta_{1u}$ $\beta_2 = \beta_{2u}$ $\beta_1 = \beta_{1u}$

Для сечения I за сопловой решеткой изменение по радиусу угла α_{1s} , а следовательно и угла α_1 определяется в этом случае числами M_1 .

Как отмечалось, для несжимаемой жидкости ($M_1 \rightarrow 0$) условие $\Delta G_1 = \text{const}$ означает

$$c_{1u} \sin \alpha_{1s} = \text{const},$$

что при $\alpha_1 = \alpha_{1s}$ соответствует закону закрутки $c_{1u} r = \text{const}$

С увеличением числа M_1 влияние сжимаемости приводит к тому, что угол α_{1s} от корня к периферии растет в меньшей степени, чем при условии $c_{1u} r = \text{const}$, т. е. меньше, чем по формуле (3.73). Если теплоперепад на сопловую решетку настолько велик, что при $r < r_{M-1}$ скорости становятся сверхзвуковыми, то в области от r_k до r_{M-1} удельный расход подсчитывается по формуле

$$\Delta G_1 = \frac{c_{1u} \sin \alpha_{1s}}{r_s} \quad (3.78)$$

и, следовательно, угол $\alpha_{1s} = \text{const}$. В то же время за счет отклонения потока в косом срезе угол α_1 будет уменьшаться от r_k до r_{M-1} . Это иллюстрируется на рис. 3.18 кривыми зависимости $\sin \alpha_1$ по радиусу для случаев $M_1 \rightarrow 0$; $M_{1cp} = 0.6$ (за сопловой решеткой поток везде дозвуковой) и $M_{1cp} = 1.0$

Условие $\Delta G_2 = \text{const}$ означает, что при $dp_2/dr = 0$ и $\mu_2 = 1$ для дозвуковых скоростей $M_2 = w_{2u}/a_2 < 1$ угол β_2 , в связи с увеличением w_{2u} уменьшается к периферии. При сверхзвуковых скоростях условие $\Delta G_2 = \text{const}$ означает

$$w_{2u} \sin \beta_{2s} = \text{const}.$$

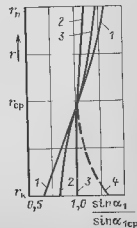


Рис. 3.18 Изменение по радиусу угла α_1 для сопловой решетки $\theta = 2,8$ в предположении постоянного по высоте удельного расхода пара:

1 при $M_1 \rightarrow 0$, 2 при $M_{1cp} = 0.6$ и $M_1 < 1$, 3 при $M_1 = 1$ (для $r < r_{cp}$ показаны изменения α_1), 4 при $M_1 = 1$ с учетом отклонения по оси в косом срезе (на участке $r > r_{cp}$ кривую 2 считать кривой 3 и наоборот)

Критический расход w_*/l_* меняется по радиусу, увеличиваясь к периферии из-за повышения к периферии давлений p_1 и $p_{1, \text{ср}}$ (см. рис. 3.8). Следовательно, и в этом случае угол $\beta_{2, \text{ср}}$ к периферии падает.

На рис. 3.17 пунктиром представлены результаты расчета ступени, спроектированной из условия постоянства удельного расхода, для $\psi = \mu_1 - \mu_2 = 1$ при $d_1/l_1 = d_2/l_2 = 3$ и большого тейлоперепада: $\epsilon = p_2/p_0 = 0.8$.

4. Ступень с сопловыми и рабочими лопатками постоянного по высоте профиля. В этой ступени изменение углов α_1 и β_2 определяется конкретными характеристиками облопачивания: зависимостью эффективных углов выхода $\alpha_{1, \text{э}}$ и $\beta_{2, \text{э}}$ от относительного шага $t = l/h$, которые имеются в атласах профилей и для примера показаны на рис. 2.9. Как углы $\alpha_{1, \text{э}}$, так и $\beta_{2, \text{э}}$, обычно с увеличением t несколько увеличиваются.

Если ступень с лопатками постоянного профиля рассчитать по упрощенному уравнению (3.70) в предположении $\psi = \mu_1 - \mu_2 = 1$, то степень реактивности в ней по высоте будет меняться примерно так же, как и для ступеней, специально спроектированных с учетом пространственного изменения параметров. Однако детальный расчет по полным уравнениям с учетом искривления меридиональных линий тока и потерь при обтекании решеток и опыты, проведенные

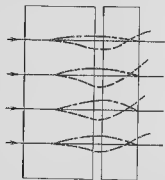


Рис. 3.19. Условные меридиональные линии тока в ступени с 0, 3, 6 и 9 лопатками. $\epsilon = p_2/p_0 = 0.8$, $\psi = 1$. Расчеты по формуле (3.64).

при $\Delta G_{\text{ср}} = \Delta G_{\text{ср}} = \text{const}$,
при $\beta_2 = \text{const}$,
при $\alpha_1 = \text{const}$,
при $\alpha_1 = \text{const}$.

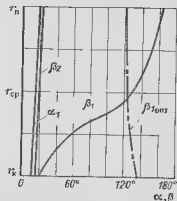


Рис. 3.20. Результаты расчета ступени с лопатками постоянного профиля и 0, 3 лопатками. Расчеты по формуле (3.63) при $\epsilon = p_2/p_0 = 0.8$.

с такими ступенями, показывают, что обычно реактивность от корня к периферии меняется существенно меньше, чем по упрощенному расчету. Это объясняется главным образом двумя причинами:

во-первых, сказывается существенное отклонение от цилиндрических и искривление поверхностей тока (рис. 3.19);

во-вторых, в сечениях рабочей решетки, удаленных от среднего, угол входа потока β_1 заметно отличается от расчетного угла (рис. 3.20), что приводит к повышенным потерям.

Анализ результатов расчетов нескольких видов ступеней и основных уравнений этого параграфа, более подробно выполненный в специальной литературе, позволяет сделать следующие выводы.

Расчет ступени по упрощенному уравнению (3.70) может быть использован как первое приближение. Полученное по нему изменение реактивности близко к истинному для ступеней с цилиндрическими меридиональными обводами и постоянством по радиусу удельного расхода через обе решетки.

Расчет по уравнению (3.70) показывает, что законы закрутки α_1 , $\alpha(r)$ слабо влияют на распределение по радиусу ступени реактивности. Однако при расчете по полным уравнениям формы меридиональных обводов решеток и изменение профилей по радиусу могут существенно повлиять на распределение реактивности, в частности в ступенях с уменьшением к периферии угла α_1 уменьшается разница в реактивности у корня и периферии.

3.5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТУПЕНЕЙ БОЛЬШОЙ ВЕЕРНОСТИ И ПРОФИЛИРОВАНИЕ ДЛЯ НИХ ЛОПАТОК

Основные характеристики ступеней

Отмеченное в § 3.4 изменение параметров потока по радиусу и отклонение их от параметров в среднем сечении будут тем больше, чем меньше

$$\Theta = \frac{d}{l} \frac{r_n/l_n + 1}{r_n/l_n - 1},$$

следовательно, чем больше веерность ступени $1/\Theta$. Для ступеней с $\Theta > 20-30$ это изменение параметров невелико, и его можно оценить по формулам

$$\frac{1}{1} \frac{p_n}{p_{\text{ср}}} \left(\frac{r_n}{l_n} \right)^m - (1 + l/d)^m \approx 1 - ml/d, \quad (3.79)$$

$$\frac{1-r_k}{1-r_{cr}} = \left(\frac{r_k}{r_{cr}} \right)^n \cdot (1 - l/d)^m \approx 1 + ml/d, \quad (3.80)$$

где m принимается из (3.71) и приближенно $m \approx 1.7 \div 1.8$.

Как и для каждой ступени, проектирование начинается с выбора степени реактивности p . Однако здесь имеются некоторые особенности. Поскольку наименьшая по высоте степень реактивности соответствует корневому сечению, для корневого сечения необходима проверка условия $p_k > 0$, а с учетом возможным отклонений при расчете и изготовлении $p_k > 0.05 \div 0.10$.

При отрицательной степени реактивности ($p_1 < p_2$) в рабочей решетке будет неблагоприятное диффузионное течение. Повышенная же реактивность, как отмечалось ранее, означает более конфузционное течение в рабочих решетках и, следовательно, улучшение эффективности ступени. Кроме того, в ступенях с очень большим теплоперепадом, например в последних ступенях мощных паровых турбин, в корневом сечении при малом p_k относительная скорость входа w_1 в рабочую решетку может превысить критическую, т. е.

$$M_{w1} = \frac{w_1}{a_1} > 1$$

Чтобы избежать этого, обычно с запасом допускают $M_{w1} < 0.8 \div 0.95$. Увеличение корневой реактивности благоприятно в условиях переменного режима работы ступени, что рассматривается ниже, в § 7.4. В связи с этим ступени большой веерности проектируются с p_k 0.1–0.4, причем большая величина p_k соответствует последним ступеням конденсационных турбин.

При выборе p_k необходимо обратить внимание на некоторые негативные стороны повышенной реактивности. Во-первых, это уменьшение оптимального располагаемого теплоперепада из-за роста оптимального отношения скоростей w/c_ϕ , см. (3.33).

Во-вторых, во многих случаях с ростом p_k увеличивается угол β_{1k} , в чем самым из-за меньшего угла поворота потока уменьшаются моменты сопротивления и инерции корневого профиля рабочей лопатки.

В-третьих, с ростом p_k увеличивается реактивность у периферии p_{ϕ} , что вызывает увеличение потерь от перетечек помимо рабочих лопаток (см. § 4.4). Этот фактор может оптимизм снизить экономичность ступени, особенно при отсутствии банджа над рабочими лопатками.

В-четвертых, в ступенях очень большой веерности ($\Theta < 2.7$) в периферийной части относительная скорость входа может превысить критическую ($M_{w1})_n > 1$, что требует особого подхода к профилированию лопаток.

После выбора p_k определяется или выбирается отношение скоростей w/c_ϕ или теплоперепад ступени H_0 . Оптимальное отношение скоростей, обеспечивающее для данного диаметра угол $\alpha_2 \approx 90^\circ$, согласно (3.31) и (3.32) равно

$$(w/c_\phi)_{opt} \approx \varphi \cdot \frac{1}{2 \cos \alpha_1} \sqrt{\frac{c_2}{c_\phi}};$$

здесь p соответствует диаметру, для которого подсчитывалась окружная скорость w . Величина c_2/c_ϕ или находится со второго приближения, или оценивается по формуле

$$(c_2/c_\phi)^2 \approx (1 - p) \sin^2 \alpha_1 c_2 / c_1$$

Для последних ступеней часто $w/c_\phi < (w/c_\phi)_{opt}$, и выбирается в значительной мере из условий устойчивой работы при переменном режиме (см. § 7.4). Часто величину w/c_ϕ принимают такой, чтобы можно было организовать отбор пара для регенеративного подогрева питательной воды перед последней ступенью. В этом случае $H_0 > 150 \div 180$ кДж/кг.

После расчета ступени по среднему диаметру, во время которого при заданном расходе пара G определяются высоты лопаток и эффективные углы решеток $\alpha_{1\phi}$ и $\beta_{2\phi}$, скорости $M_{1\phi}$ и $M_{2\phi}$ и уточняется располагаемый теплоперепад, производится выбор законов закрутки решеток.

Различные типы ступеней

Рассмотрим различные законы закрутки (типы ступеней) с точки зрения экономичности и затрат на изготовление ступени.

1. Ступень с лопатками постоянного по радиусу профиля. Эта ступень будет менее экономична, чем ступень с лопатками переменного профиля, что объясняется следующими причинами: а) неоптимальными углами входа β_1 для сечений рабочей решетки, удаленных от среднего. Это видно, в частности, из рис. 3.20. Здесь при $\Theta = 3$ на периферии угол $\beta_1 = 165^\circ$, а $\beta_{1opt} = 120^\circ$, у корня $\beta_1 = 25^\circ$, а $\beta_{1opt} = 130^\circ$ (при $\beta_{1pr} = \beta_{1om}$);

б) несоответствием распределения расходов по высоте соплового и рабочей решеток и вызванным этим изменением наклона и искривления меридиональных линий тока. В свою очередь при этом произойдет дополнительное перераспределение расходов, поток будет стремиться к периферии;

в) существенной неравномерностью по высоте скорости c_2 , что приводит к увеличению потерь с выходной скоростью

$$\Delta H_{w,c} = \frac{1}{2} \int_{r_1}^{r_2} c_2^2 c_{2n} dr \quad (3.81)$$

Так, в примере на рис. 3.20, где расчет $p=f(r)$ не учитывал искривления меридиональных линий тока, скорость c_2 увеличивается от корня к периферии в 2,3 раза, что означает дополнительное повышение потерь с выходной скоростью на 40%;

г) неоптимальными относительными шагами $\bar{l}$ как в сопловой, так и в рабочей решетке в сечениях, удаленных от среднего, где выбраны $\bar{l}_{\text{см}}$. За счет этого потери энергии при обтекании периферийной и корневой зон решеток возрастают;

д) несоответствием отдельных сечений решеток числам M , с которыми они обтекаются. Если теплоперепад в ступени настолько большой, что в отдельных сечениях решеток (обычно корневая зона сопловой и периферийная зона рабочей решетки) скорости трансзвуковые или превышают критические, то следует решетки профилировать соответственно скоростям M_1 и M_2 . Обтекание же решеток данного типа при неоптимальных скоростях ведет к росту потерь энергии.

Все эти дополнительные потери, называемые потерями от верности, показывают, насколько КПД ступени с лопатками постоянного профиля будет ниже, чем при оптимальном профилировании решеток и ступени. Эти дополнительные потери можно оценить по формуле

$$\xi_{\Theta} \eta_{\text{в.л.}} - \eta_{\text{в.л.}}^{\text{пост}} \approx \xi_{\Theta} \quad (3.82)$$

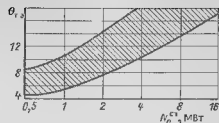
где $\xi_{\Theta} = 0,8 \div 1,2$, причем большие значения коэффициента соответствуют меньшим Θ .

Очевидно, что из-за отставания ступени с лопатками постоянного профиля проще и дешевле. Таким образом, при выполнении лопаток постоянного профиля увеличивается расход топлива на выработку 1 кВт·ч, но снижается стоимость турбины. Следовательно, решение о том, делать ли лопатки переменного или постоянного профиля, принимается на основе технико-экономических расчетов. Пример решения такой задачи рассмотрен на рис. 3.21. Здесь показаны границы отношений $\Theta_{\text{г.л.}} \approx dl/l$, при которых технико-экономически целесообразна закрутка лопаток.

Очевидно, что величина предельного $\Theta_{\text{г.л.}}$, начиная с которого целесообразно закручивать лопатки, зависит от многих факторов: от мощности ступени, увеличиваясь с ее ростом, от стоимости топлива, уменьшаясь при ее снижении, от числа часов использования оборудования в году и т. д. В практике нашего турбостроения принято при мощностях ступеней $N_{\text{г.л.}}^{\text{в}} \approx 0,5 \div 2$ МВт закручивать лопатки, начиная с $\Theta < 5$, а при $N_{\text{г.л.}}^{\text{в}} \approx 8 \div 15$ МВт — начиная с $\Theta < 10$.

2. Ступень с рабочими лопатками переменного и сопловыми лопатками постоянного профиля. В такой ступени ухудшение

Рис. 3.21 Технико-экономически оптимальное отношение $\Theta_{\text{г.л.}} \approx dl/l$ при котором целесообразно выполнять рабочие лопатки закрученными, в зависимости от располагаемой мощности ступени $N_{\text{г.л.}}^{\text{в}}$. Большие значения Θ относятся к работе электростанции на дорогом топливе и со значительным числом часов использования установленной мощности в году, меньшие — к работе на дешевом топливе и с малым числом часов использования



экономичности по сравнению с максимально возможным КПД будет вследствие:

а) неоптимальных шагов l сопловой решетки. Эти потери практически опущены при $\Theta < 4 \div 8$.

б) профилей, не соответствующих числам M_1 на данном радиусе. Это увеличение заметно, начиная с $(M_1)_{\text{г.л.}} > 1,1$ и $\Theta < 4$.

в) увеличения удельного расхода пара к периферии и при $\varepsilon < 0,6$ в результате значительной неравномерности по радиусу скоростей c_2 . Практически это соответствует $\Theta < 4$.

Таким образом, заметное влияние на экономичность ступени профилирование по высоте сопловых лопаток оказывает при $\Theta < 4 \div 8$ (см. с. 224–225).

3. Ступень с постоянным удельным расходом. В этих ступенях скорости c_2 наиболее равномерны по радиусу и, следовательно, потери с выходной скоростью $\Delta h_{\text{в.л.}}$ оказываются при заданных размерах ступени наименьшей. Такого типа ступени получили наибольшее распространение. Постоянство по высоте удельных расходов для малых перепадов ($\varepsilon > 0,75$) примерно соответствует закону $c_{1\text{г.л.}} \cdot \text{const}$ и $c_{2\text{г.л.}} \cdot \text{const}$ (рис. 3.18), а при очень больших перепадах, когда критические скорости на выходе из сопловой решетки достигаются в зоне среднего диаметра, закону $\alpha_{1\text{г.л.}} \approx \text{const}$.

4. Ступени, спроектированные с уменьшенным градиентом реактивности.

Уменьшение по радиусу градиента реактивности по сравнению с гипотетич. цилиндрических поверхностей тока, т. е. с расчетом по (3.70), достигается различными путями: уменьшением к периферии угла $\alpha_{1\text{г.л.}}$, специальным профилированием меридиональных обводов ступени, отклонением сопловых лопаток от радиального направления.

Положительными свойствами таких ступеней являются улучшение обтекания в корневой зоне, выравнивание по высоте скоростей M_1 и M_2 . При большом наклоне периферийного меридионального обвода уменьшение угла $\alpha_{1\text{г.л.}}$ к периферии сокращает общую (пространственную) диффузность в этой

зоне, хотя при очень малых углах α_{12} увеличиваются потери энергии на этом участке. В то же время эти способы ведут к увеличению неравномерности скоростей c_2 и тем самым к увеличению $\Delta H_{\text{в.с.}}$.

Целесообразность применения такого типа ступеней зависит от величин $\Delta H_{\text{в.с.}}$, Θ , наклона меридионального обвода и других характеристик ступени. Следует также учитывать, что при увеличении угла α_{12} ослабляется корневое сечение рабочей лопатки (уменьшается жесткость), что требует большей хорды профиля.

Часто применяют другие, довольно произвольные законы закруток. Так, например, по условиям прочности в корневой зоне уменьшают угол α_{12} ; также уменьшают угол α_1 , и на периферии в целях сокращения расхода пара через эту зону, имело бы пониженную эффективность.

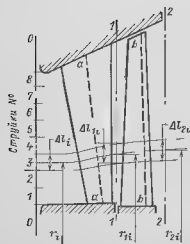
После выбора законов закрутки решеток по уравнениям (3.63) и (3.68) находят распределение скорости c_1 и M_1 по радиусу и проверяют выбранные ранее абсолютные значения углов α_1 . Для этого можно воспользоваться уравнением расхода

$$G_1 = 2\pi \int_{r_{0-1}}^{r_1} \mu_1 r^{\epsilon_1} \sin \alpha_1 dr + 2\pi \int_{r_{0-1}}^{r_1} \mu_1 r^{\epsilon_2} \sin \alpha_1 dr \quad (3.83)$$

здесь μ_1 коэффициент расхода, в общем случае переменный по радиусу, а также учитывающий влияние вязкости: $\mu_{M=1}$ радиус решетки, при котором $M_1 = 1$.

Если полученный по (3.83) расход G_1 не равен заданному $G_{\text{зад}}$, то полного пересчета обычно не производят, уточняя по всей высоте $\sin \alpha_1$, пропорционально $G_{1\text{зад}}/G_1$.

Рис. 322 Схема расчета ступени без периферийности по струйкам θ и θ' . l и l' — 2 расчетные сечения a и b линии горла соплов и рабочей решеток, M — M



Приняв коэффициенты скорости ϕ и ψ переменными по радиусу (см. ниже пример расчета ступени) и учитывая при необходимости отклонение потока в косом срезе решеток, строят треугольники скоростей по высоте ступени, подчитывая предварительно углы β_2 . Для этого часто принимают равенство расходов в соответствующих струйках, т. е.

$$\Delta G_1 = 2\pi r_1 \epsilon_1 \mu_1 \sin \alpha_1 \Delta r_1 \quad \Delta G_2 = 2\pi r_2 \epsilon_2 \mu_2 \sin \beta_2 \Delta r_2, \quad (3.84)$$

где $\Delta r_1 = l_1/i$; $\Delta r_2 = l_2/i$; i — число струек по высоте лопаток (рис. 3.22), откуда находят

$$\sin \beta_2 = \sin \alpha_1 \frac{\epsilon_1 v_{2-1} r_1 l_1}{\epsilon_2 v_{2-1} r_2 l_2} \quad (3.85)$$

или при $M_{21} > 1$ и $M_{11} > 1$

$$\sin \beta_2 = \sin \alpha_1 \frac{\epsilon_1 v_{2-1} \mu_1 r_1 l_1}{\epsilon_2 v_{2-1} \mu_2 r_2 l_2} \quad (3.86)$$

Профиллирование решеток

Профиллирование решеток ступени начинают с рабочей лопатки, так как условия ее надежности могут изменить выбранные законы закрутки, тепловспредад ступени или высоты. Обычно для профиллирования используют отработанные прототипы лопаток и ранее исследованные профили. Однако часто, особенно для последних ступеней мощных паровых турбин, приходится лопатку профиллировать заново.

Профиллирование рабочей лопатки начинается с выбора (по аналогии с выношенными ступенями или путем вынужденных проработок) хорды корневой сечения b_k . Обычно b_k/l 0,1–0,3, для последних ступеней очень мощных турбин на n 50 1/с величина b_k 120–240 мм. Увеличение b_k ухудшает эквивалентность корневой сечения (увеличиваются концевые потери), но снижает напряжения в лопатке и понижает частоту собственных колебаний. Относительный шаг l_k для ступеней с небольшими напряжениями и $\Theta > 3$ обычно равен $l_k = 0,45$, уменьшаясь с увеличением напряжений и снижением Θ до l_k 0,35 и даже до l_k 0,2. Чем меньше l_k при данном значении b_k , тем больше потери в корневой зоне, но в то же время обеспечивается профиллирование периферийной зоны рабочих лопаток.

В периферийных сечениях рабочих решеток жёстительно выполнение условия

$$t_r \leq \frac{0,85 + 0,95}{\cos \beta_{1, \text{max}}}$$

По известным значениям b и углам β_1 и β_2 выполняется предварительное профилирование корневой и периферийного сечений, которое позволяет провести грубую оценку надёжности лопаток. Часто для периферийных сечений ограничены размеры выходных кромок $\Delta r_{\text{ex}} > 0,8 - 1,5$ мм, а также величина зазора толстого участка профиля $\Delta r_{\text{min}} \geq 3$ мм.

С другой стороны если лопатка изготавливается заводом с бандажом, как это сегодня делается на турбинах ЛМЗ и ХТЗ, то часть лопатки под бандажной полкой выполняется усложненной с увеличением выходной кромки.

Известные геометрические характеристики этих сечений, площади f , минимальные моменты сопротивления J_{min} и инерции J_{max} позволяют найти приближенные значения σ_{max} и частоты собственных колебаний $n_{\text{соб}}$. Без этой оценки профилирование лопатки, особенно в ступенях низкого давления мощных паровых турбин, не имеет смысла.

Поскольку в ступенях с длинными лопатками наибольшие изгибающие напряжения могут оказаться не в корневом, а в других сечениях, следует подбирать эти напряжения по всей высоте лопатки, используя для этого формулы

$$R_0 = 2\pi \left[\int_{r_{\text{ex}}}^{r_0} \mu_1 \sin \alpha_{1r} \cdot \frac{c_{10}}{\epsilon_{10}} (c_{10} + c_{1r}) dr + \int_{r_{\text{ex}}}^{r_0} \mu_1 \sin \alpha_{1r} \cdot \frac{c_{1r}}{\epsilon_{1r}} (c_{10} + c_{1r}) dr \right] \quad (3.87)$$

$$R_0 = 2\pi \left[\int_{r_{\text{ex}}}^{r_0} \mu_1 \sin \alpha_{1r} \cdot \frac{c_{10}}{\epsilon_{10}} (c_{10} - c_{1r}) dr + \int_{r_{\text{ex}}}^{r_0} \mu_1 \sin \alpha_{1r} \cdot \frac{c_{1r}}{\epsilon_{1r}} (c_{10} - c_{1r}) dr \right] + \left[\int_{r_0}^{r_1} (p_1 - p_2) r dr \right] \quad (3.88)$$

По пробно-вибрационные и прочностные расчеты лопаток рассматриваются в [21, 26].

После предварительной оценки надёжности производится профилирование всей лопатки по высоте, при этом для всех сечений определяются напряжения растяжения и сжатия и суммируются высшие частоты колебаний как изгибных, так и крутильных.

Профилирование по высоте выполняется с контролем линии центров тяжести сечений лопаток. Отклонение этой линии от радиальной учитывается при прочностных расчетах. Так же рассчитывается разворот периферийной части необбандаженной лопатки при вращении. Определяются напряжения

в бандаже и хвостовике лопатки. Профилирование должно учитывать принятую геометрию изготовления лопатки.

Коренья сечений (рис. 3.23, а) отличаются малыми шагами l и, как правило, малой коэффициентом сужения канала $O_2/O_2 = 10 - 1,5$. В этих сечениях обтекаемые решеток, особенно при больших скоростях $M_{2,1}$ происходит со значительными потерями энергии основную долю которых составляют концевые потери.

Средняя часть рабочей решетки (рис. 3.23, б) аэродинамически оптимальна, здесь достаточная конфигурация канала, обычно оптимальные шаг l и углы входа близки к $\beta_1 = 90^\circ$. Однако в ряде случаев, в частности при проектировании высоконаправленных ступеней, изгибающие напряжения становятся настолько большими, что в некоторых сечениях приходится для увеличения N_{max} как бы сгибать профиль, тем самым устанавливая его входную часть под углом $\beta_1' < \beta_1$. В этом случае может оказаться целесообразным использование двояковыпуклых профилей МЭИ, имеющих новаторские значения N_{max} .

На рис. 3.23, в показаны двояковыпуклый профиль и результаты его испытания. Одним из преимуществ такого профиля является также возможность относительно просто менять положение центра тяжести, что облегчает профилирование по высоте всей лопатки.

Для периферийных сечений (рис. 3.23, в) характерно большое число $M_{2,1}$ в некоторых ступенях, доходящее до $M_{2,1} = 1,7 - 2,0$, и небольшие углы $\beta_{2,1}$, при которых весьма протяженность корня срезки и не всегда удается обтекаемый концевой участок канала из-за большого шага l и малой площади сечения. Профилирование периферийных сечений может идти разными путями.

В роторах с расширяющимися каналами обтекание при расчете сверхзвуковой скорости $M_{2,1} > 1$ происходит с большими потерями энергии. Однако решетку с расширяющимися каналами как было показано в § 2.5 очень трудно найти к уменьшению числа M . Для последних ступеней паровых турбин (см. § 7.4) такое уменьшение типично при работе турбин с пониженной нагрузкой или при уменьшении вакуума. Эти решетки также существенно меняют аэродинамические характеристики при изменении l и β_2 при установке лопаток на диск.

Обычные сужающиеся решетки с пыльными обводами. Для этих решеток характерно существенное увеличение потерь энергии при $M_{2,1} > 1,3 - 1,5$ (рис. 3.23, в).

Сужающиеся решетки с изломом профиля на спуске обтекаются с уменьшенными потерями вплоть до $M_{2,1} = 1,6 - 1,7$ и малочувствительны к изменению формы канала (см. § 2.5).

На рис. 3.23 показаны формы профиля для периферийных сечений и результаты исследования таких решеток. В § 4.6 показано, насколько лопатки ступеней больших вертолетов, в том числе последних ступеней, мощных турбин с изменяемым профилем по высоте.

Для профилирования сопловой решетки с минимальными потерями энергии необходимо, чтобы шаг l был наименьшим по всей высоте и, таким образом, можно менять по радиусу. Следовательно хорды профиля должны увеличиваться от корня к периферии. Поскольку числа M уменьшаются по высоте, причем обычно верхняя часть обтекает дозвуковым каналом

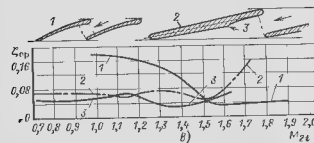
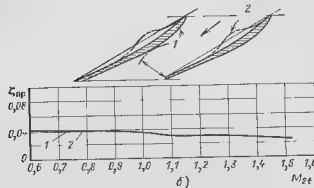
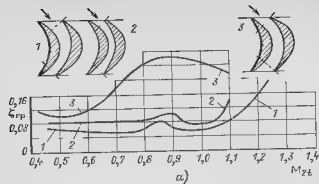


Рис. 3.23 Типичные решетки и зависимости профильных потерь, $\zeta_{гр}$, от числа M_{2t} для различных сечений рабочих лопаток последних ступеней: а) корневые сечения 1 диффузные решетки 2 дивергентные решетки 3 диффузные решетки; б) средние сечения 1 решетка обычного типа 2 решетка с дивергентными лопатками 3 решетка с диффузными лопатками; в) концевые сечения 1 диффузные решетки 2 дивергентные решетки 3 диффузные решетки (использованы данные из [1]).

в ступенях с большим теплопереносом сверхзвуковым потоком, форма профиля такой решетки также должна меняться по радиусу. В аксифронтальной зоне применяется типичный дивергентный профиль с высокой спинкой в косом срезе, в средней части — околозвуковой со спрямленной спинкой, в задней или расширяющийся канал, или профиль с изломом.

В некоторых ступенях паровых турбин, главным образом в части низкого давления конденсационных турбин, по потоку существенно меняются высоты лопаток, и, таким образом, обводы ступеней имеют нецилиндрическую, а коническую или более сложную форму. При этом на входе в сопловую решетку и в каналах ее течение может стать диффузорным, меняясь наклон меридиональных линий тока, увеличивается поперечность течения на обводах. Это ведет к снижению экономичности ступени. Особенно неблагоприятным оказывается конический периферийный обвод при больших углах ($\alpha_0 > 30^\circ - 40^\circ$), когда коэффициенты потерь энергии по сравнению с решетками, имеющими цилиндрический обвод, в связи с перестройкой потока возрастает не только в периферийной зоне, а практически по всей высоте. Корневой обвод обычно выполняется или цилиндрическим, или с небольшим выклоном к оси, тем с увеличением корневой диаметра по потоку нару.

Ступень со всеми размерами сопловой и рабочей решеток и вычерченной проточной частью рассчитывается по полным уравнениям Эйлера и неразрывности, записанным в § 3.4, при этом учитываются результаты аэродинамического исследования решеток, влияние протечек (см. § 4.4), а также данные по экспериментальному исследованию аналогичных ступеней. Параметры потока уточняются по сравнению с первым приближенным расчетом, поскольку определение ρ , параметров потока M , β_1 и углов β_2 , проводилось с рядом упрощений, вызванных, в частности, отсутствием данных по профилям и тем самым невозможностью построить меридиональные линии тока. В результате более полного расчета уточняются характеристики ступени и, если необходимо, проводится вторичное профилирование.

Далее выполняются соответствующая разработка технологии изготовления и, как правило, проверка вибрационных характеристик рабочей лопатки под вращением. Для ступеней, существенно отличающихся от ранее исследованных, желательно провести полные аэродинамические и вибрационные испытания в экспериментальной турбине или на специальном стенде.

В настоящее время имеются программы для расчета на ЭВМ квазипространственного потока в ступени, в том числе с учетом влияния предшествующих и последующих ступеней, автоматизированного профилирования лопатки по высоте, детального расчета прочностных и вибрационных характеристик. Учитывая все стороны проектирования последних, наиболее сложных ступеней, а также хвостовика лопаток, диска или ротора, на котором располагаются рабочие лопатки,

и диафрагмы, в которой устанавливаются сопловые лопатки, можно провести полностью или в режиме диалогового автоматизированное проектирование ступени и ее элементов, завершающееся созданием программы для изготовления этих элементов на специализированном оборудовании. Применительно к учебным целям имеются упрощенные программы для расчета изменения параметров потока и определения основных характеристик надежности лопаток [14а, 34].

Ступени с саблевидными сопловыми лопатками

В подавляющем большинстве осевых турбинных ступеней сопловые лопатки располагаются практически радиально, т. е. линия, соединяющая центры тяжести, или линия выходных кромок в торцевой (кольцевой) проекции радиальна. Однако возможен и наклон (навал) лопаток как в сторону вращения, так и в противоположном направлении. В этом случае расчет пространственного течения в турбинной ступени по сравнению с радиальным расположением сопловых лопаток при остальных неизменных условиях покажет иное распределение давления пара в межступенном зазоре и тем самым иную зависимость реактивности $p-f(r)$. При наклоне сопловых лопаток в сторону вращения радиальный градиент $(p_r - p_a)$ уменьшается. При этом, естественно, произойдет перераспределение расходов пара по высоте ступени и соответственно изменение зависимости $c_2-f(r)$. Как показывают расчеты и опыты, особенно для ступеней низкого давления с большими скоростями c_2 , экономичность таких ступеней, как правило не повышается. В то же время поддержание потока, главным образом в корневой зоне, ведет к существенному снижению концевых потерь. Одновременно улучшаются условия обтекания корневой зоны последующей рабочей решеткой.

М.И. (проф. М. Е. Дэйчем и Г. А. Филипповым) [12а] было предложено выполнить сопловую лопатку с переменным по радиусу наклоном: в корневой зоне по вращению, в периферийной, наоборот, против вращения. Эти лопатки (рис. 3.24, а и б) получили название саблевидных. По экспериментальным исследованиям ступени с такими лопатками коэффициенты потерь за сопловой решеткой снижаются почти по всей высоте, особенно в корневой зоне (рис. 3.24, в). По всей высоте решетки (и всей ступени в целом) происходит изменения скоростей, углов входа и выхода, локальных коэффициентов потерь и в конечном итоге КПД ступени. Расчеты таких ступеней очень сложны. Это полностью трехмерная задача, требующая, особенно при проектировании легкой ступени, весьма мощных ЭВМ. По опытам в таких ступенях по сравнению с обычными можно добиться повышения КПД до $\Delta\eta_{ст}\eta_{ср} \sim 2-3\%$

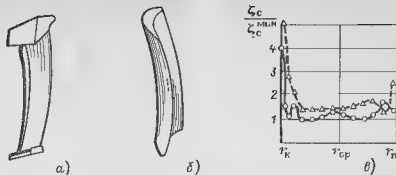


Рис. 3.24 Саблевидные сопловые лопатки

а) лопатка переменной по высоте профиля для горячей ступени малой тихоходной (для АЭС) конденсационной турбины, б) лопатка постоянной по высоте профиля для ступени большой верности малоазимутной в конденсационной турбине небольшой мощности, в) распределение по радиусу коэффициента потерь при обтекании кольцевой сопловой решетки ζ_c для радиально расположенных лопаток, для саблевидных лопаток, показанных на рис. 3.24, б

В настоящее время ступени с саблевидными лопатками широко применяются в транспортных газовых турбинах и стали использоваться, в том числе ведущими зарубежными фирмами, в паровых турбинах. Рационально их использование не только в ступенях большой верности, но и при умеренных величинах d/f , если по тем или иным причинам малы I_1/b_1 , т. е. оказываются значительными концевые потери [54-56].

Модельные ступени

Для проектирования ступеней умеренной верности ($\Theta \sim 4 \div 6$), рабочие лопатки которых не испытывают предельных напряжений, широко используется способ модельных ступеней. При этом проектируется и аэродинамически отработывается ступень с наименьшей в данной серии величиной Θ и наибольшей высотой, остальные же ступени образуются подрезкой по высоте сопловых и рабочих лопаток. Эта подрезка может осуществляться несколькими путями. Если подрезка производится сверху, то корневая зона остается без изменения, а реактивность на периферии ступени уменьшается. Преимущества такой подрезки — возможность сохранить один и тот же хвостовик лопатки для всей серии ступеней. Подрезка снизу не меняет реактивность на периферии, повышая ее в корневой зоне. В такой ступени относительный лопаточный КПД будет выше, чем при подрезке сверху, из-за благоприятного увеличения средней степени реактивности и большей конфузорности корневой части рабочей решетки. Наконец, возможна одновременная подрезка лопаток и сверху, и снизу.

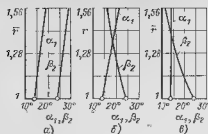


Рис. 3.25. Изменение по высоте лопатки углов α_1 и β_2 для ступеней, обтекаемых несжимаемой жидкостью, т. е. при $M \ll 0,3$: а — ступень с соплвыми и рабочими лопатками неизменного по высоте профиля, б — ступень, сжимающаяся по закону сохранения циркуляции, в — ступень с соплвыми лопатками при неизменном по высоте угле α_1 и с рабочими лопатками, сжимающимися по постоянству уменьшенного расхода в соответствии с уравнением

Выбор того или иного способа подрезки зависит от расположения ступеней в турбине, технологии изготовления лопаток и относительных потерь от утечки в периферийной зоне.

Метод модельных ступеней применим и в том случае, когда используются лопатки постоянного по высоте профиля, и чаще всего он применяется для группы ступеней с постоянным корневым диаметром, т. е. при подрезке сверху. Этот метод, в частности, использован для различных групп ступеней как постоянного, так и переменного по высоте профиля в примере 6.6, где приведен расчет прочной части турбины К-800-23,5.

Изменение основных характеристик по высоте таких ступеней как пример показано на рис. 3.25. Обычно в ступени с неизменными профилями по высоте углы α_1 и β_2 по радиусу возрастают, следовательно, при одинаковых углах профилях u/c_θ , ρ , H_0 от ступени к ступени при соответственно увеличивающихся высотах лопаток на среднем диаметре увеличиваются углы α_1 и β_2 (рис. 3.25, а). В ступени с закрученными лопатками при постоянстве ΔG или c_θ на среднем диаметре угол α_1 возрастает, а угол β_2 , наоборот, уменьшается (рис. 3.25, б).

Иногда соплвые лопатки имеют по высоте одинаковый профиль с хордой, увеличивающейся пропорционально радиусу, и рабочими лопатками переменного по высоте профиля. В этом случае на среднем диаметре $\alpha_1 = \text{const}$, а β_2 уменьшается (рис. 3.25, в). Для всех этих случаев имеются, в том числе и упрощенные, для учебных целей программы расчета на ЭВМ [34].

Пример 3.2. Расчет ступени бочкообразной вентури

Проведем расчет последней ступени молной конденсационной турбины при следующих исходных данных, полученных из предварительного расчета: расход пара $G = 64,8$ кг/с; частота вращения $n = 501$ с; размеры рабочих лопаток $l_2 = 0,950$ м, $d_2 = 2,550$ м (по горлу), т. е. $\Theta_2 = 2,68$, размеры соплвых лопаток $l_1 = 0,920$ м, $d_1 = 2,530$ м (по горлу), параметры торможения перед ступенью $p_1 = 15,5$ кПа, $h_0 = 2480,4$ кДж/кг, давление пара за ступенью $p_2 = 3,4$ кПа.

Таким образом, резко возрастающий перепад от параметров торможения составляет $P_1 = 203,0$ кДж/кг, а отношение скоростей на среднем диаметре $u/c_\theta = 6,623$

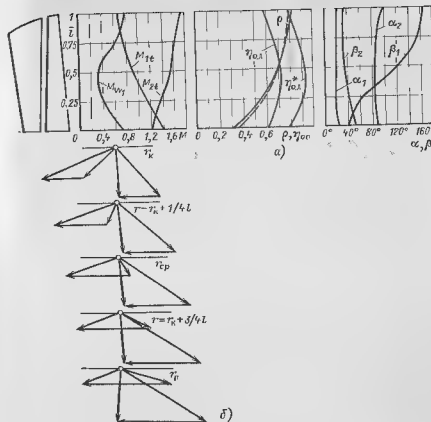


Рис. 3.26. Проточная часть и распределение параметров потока (а) для примера расчета последней ступени конденсационной турбины
расчет по упрощенному уравнению; расчет по полному уравнению
треугольнику скоростей для пяти сечений (б)

Проточная часть ступени изображена на рис. 3.26, а.

Расчет ступени, как указывалось выше, проводится в несколько этапов. Первый этап. Предварительная оценка характеристик ступени при расчете на среднем диаметре.

Выбираем реактивность на корневом диаметре $\rho_k = 0,30$. Тогда по упрощенному выражению

$$\frac{1 - \rho_{cp}}{1 - \rho_k} = \left(\frac{r_{cp}}{r_k} \right)^{1,7} = \left(\frac{1,265}{0,865} \right)^{1,7}$$

отсюда получаем $\rho_{cp} = 0,69$

Приним с учетом влажности коэффициент расхода $\mu_1 = 1,025$ и определяем по h_0 -диаграмме (см., например, рис. 3.8) $p_1 = 9,85$ кПа, $v_{h_0} = 13,86$ м³/кг находим площадь соплвой решетки

$$F_1 = \frac{G_{11}}{1 - \rho_{11}} = 2,408 \text{ МПа}$$

где $\rho_{11} = \sqrt{2(1 - \rho_{1p})} \rho_{01} = 355 \text{ мкс}$

Тогда

$$\sin \alpha_{11} = \frac{F_1}{\pi d_1 l_1} = 0,338 \text{ и } \alpha_{11} = 19,8^\circ$$

Поскольку $\rho_{11} \rho_{01} = 0,635 > \epsilon$, расчет F_1 ведем по параметрам за решеткой.

Как на этом этапе расчета, так и в дальнейшем все параметры принимаем из изотропии, начинающейся от параметров торможения перед ступенью. Это существенно упрощает расчет, особенно при использовании ЭВМ. Неточность при этом меньше других неизбежных при расчете негнотностей и допущений.

По упрощенной формуле (2.52) подсчитываем угол направления скорости выхода из решетки (см. табл. 2.2)

$$\sin \alpha_1 - \sin \alpha_{11} = \frac{1 - \rho_1}{\phi}, \quad \alpha_1 = 20,9^\circ$$

и из треугольников скоростей находим скорость $w_1 = 149 \text{ м/с}$

Теоретическая относительная скорость выхода из рабочей решетки составляет

$$w_{1\pi} = \sqrt{2p_{01} + w_1^2} = 548,5 \text{ м/с.}$$

Тогда выходную площадь рабочей решетки подсчитываем следующим образом: от состояния пара за сопловой решеткой вверх по изотропии откладываем величину $w_1^2/2$ и тем самым находим давление торможения в относительном движении $p_{1\text{отн}} = 10,62 \text{ МПа}$ перед рабочей решеткой (см., например, рис. 3.8). Приняв, что для рассматриваемой области внешнего пара $\epsilon_0 = 0,577$, находим $p_{2\pi} = \epsilon_0 p_{1\text{отн}} = 6,15 \text{ МПа}$ и другие параметры при p_2 .

Отсюда

$$F_2 = \frac{G_{12}}{\rho_{12} w} = 3,520 \text{ МПа, где } \rho_{12} = 1,020$$

Эффективный выходной угол рабочей решетки

$$\sin \beta_{12} = \frac{F_2}{\pi d_2 l_2} = 0,463 \text{ и } \beta_{12} = 27,6^\circ$$

Угол выхода β_2 должен подсчитываться с учетом отклонения потока в косом срезе

$$\sin \beta_2 = \sin \beta_{12} \frac{w_2}{\psi} = \frac{w_2}{\psi} \sin \beta_{12} = 0,585 \text{ и } \beta_2 = 35,8^\circ$$

Направление абсолютной скорости выхода из ступени α_2 и скорость c_2 определяются из выходного треугольника скоростей и составляют $\alpha_2 = 85,2^\circ$ и $c_2 = 308,5 \text{ м/с}$.

228

Эти величины приспосабливаем и поэтому принятые исходные данные, в том числе ρ_{11} , ρ_{12} и ϕ , могут быть взяты за основу для второго этапа расчета.

Второй этап. Расчет ступени с учетом изменения параметров по радиусу на основе упрощенного уравнения радиального равновесия.

Для этого расчета, проводимого в данном примере по пяти сечениям (табл. 3.1), выбираем законы закрутки решеток. В данном примере как для сопловой, так и для рабочей решеток принимаем условия постоянства удельного расхода пара (3.77), (3.77а), (3.84) (3.86).

При расчете приняты переменные по высоте коэффициенты расхода ρ_{11} , ρ_{12} и коэффициенты скорости ϕ , ψ . Это распределение по высоте эмпирических коэффициентов довольно условно с большими оговорками может быть проверено только в экспериментальных установках. Порядок расчета ясен из таблицы.

Правильность принятого закона изменения по высоте угла α_{11} , базирующегося на величине $(\alpha_{11})_{\text{кр}} = 19,8^\circ$, полученной на первом этапе расчета, должна быть обязательно проверена. Этот контроль проводится по полученной величине удельного расхода пара ΔG (строка 14 табл. 3.1). Суммируя для всех m сечений (в примере $m = 5$), получаем

$$G = \frac{\pi d_1^2}{m} \left[\frac{(\rho_1 \Delta G)_1}{2} + \sum_{i=2}^m \frac{(\rho_1 \Delta G)_i}{2} + \frac{(\rho_1 \Delta G)_n}{2} \right]$$

Этот расход должен совпасть с заданной величиной G . В примере, как видно из строки 13 табл. 3.1, потребовалось очень незначительное изменение угла на среднем диаметре вместо $\alpha_{11} = 19,8^\circ$ получено $\alpha_{11} = 19,7^\circ$. В случае, как в данном примере, принятого закона закрутки постоянства удельного расхода целесообразнее по общему расходу G определить удельный расход ΔG и по нему для каждого сечения найти угол α_{11} .

Осредняемый для всей ступени относительный изотопный КПД

$$\eta_{\text{отн}} = \frac{\pi d_1^2}{(m-1)G} \left[\frac{(\rho_1 \Delta G \eta_{\text{отн}})_1}{2} + \sum_{i=2}^m \frac{(\rho_1 \Delta G \eta_{\text{отн}})_i}{2} + \frac{(\rho_1 \Delta G \eta_{\text{отн}})_n}{2} \right] = 0,658,$$

а подсчитанный по заторможенным параметрам согласно формуле (3.21)

$$\eta_{\text{отн}} = \frac{\pi d_1^2}{(m-1)G} \left[\frac{(\rho_1 \Delta G \eta_{\text{отн}}^*)_1}{2} + \sum_{i=2}^m \frac{(\rho_1 \Delta G \eta_{\text{отн}}^*)_i}{2} + \frac{(\rho_1 \Delta G \eta_{\text{отн}}^*)_n}{2} \right] = 0,860$$

Мощность ступени $N_{\text{ст}} = G H_{\text{ст}} \rho_{01} = 64,8 \cdot 203,0 \cdot 0,658 = 8660 \text{ кВт}$. Распределение параметров потока на высоте ступени представлено на рис. 3.26, а, а треугольники скоростей для пяти сечений даны на рис. 3.26, б.

Третий этап. Профилирование решеток

Для профилирования решеток используются как исходные данные результаты расчета второго этапа, а именно: для сопловой решетки — углы $\alpha_{01} \approx 90^\circ$ (см. расчет предпоследней ступени ЦНД турбины К-600-23.5 в табл. 6.5) и α_{11} , числа M_{11} для рабочей решетки — углы β_{11} и β_{21} , числа M_{n1} и M_{21} . Профилирование проводится одновременно с расчетом напряжений, определением вибрационных характеристик, учетом прочности хвостовника и багеля

Таблица 3.1 Пример расчета последней ступени конденсационной турбины

Наименование	Формулы или рисунки
1 Радиус сопловой решетки (горла)	
2 Окружная скорость u_1 , м/с	$2\pi r_1 n$
3 Степень реактивности ρ	$1 - (1 - \rho) (r/r_*)^{1/2}$
4 Распределение теплотеплопереда сопловой решетки H_{0c} , кДж/кг	$(1 - \rho) P_0$
5 Давление за сопловой решеткой p_1 . По h_c -диаграмме кПа	
6 Удельный объем пара за сопловой решеткой v_{1c} , м ³ /кг	То же
7 Скорость пара за сопловой решеткой v_{1c}	
8 Теоретическая скорость c_{1c} , м/с	$\sqrt{2000 H_{0c}}$
9 Число M_{1c}	c_{1c}/a_1
10 Коэффициент расхода перетекшего пара μ_{1c}^*	По формулам табл. 2.2
11 Коэффициент расхода μ_1	$\mu_{1c}^* \cdot r_1/r_{1c}$ по рис. 2.39
12 Отношение c_{1c}/v_{1c} , м/с	
13 Эффективный угол сопловой решетки α_1 , град	
14 Удельный расход пара ΔB_1 , кг/м ² с	$c_{1c} \sin \alpha_1 / v_{1c}$
15 Коэффициент скорости φ	По формулам табл. 2.2
16 Скорость выхода c_1 , м/с	φc_{1c}
17 Угол выхода из сопловой решетки α_1 , град	По формулам табл. 2.2
18 Относительная скорость входа в рабочую решетку w_1 , м/с	Из треугольников скоростей по рис. 3.26
19 Угол входа в рабочую решетку β_1 , град	То же
20 Число M_{w1}	w_1/a_1

Сечение (от горла)					Примечание
0	1/4l	1/2l	3/4l	l	
0,805	1,035	1,265	1,495	1,725	
253	325	397,5	469,5	542	
0,300	0,555	0,690	0,770	0,817	$(H_{0c})_c = 75,8$
142,1	90,3	62,9	46,7	36,1	
5,42	8,12	9,85	11,05	11,55	$p_1 = 8,97$ при $\epsilon_c = 0,577$
23,70	16,17	13,86	12,50	11,66	$v_{1c} = 15,07$
0,907	0,923	0,931	0,936	0,939	$x_{1c} = 0,927$
543	425	354,5	305,5	268,5	При H_{0c} , кДж/кг При $x = 1,135$ и $a_1 = \sqrt{\gamma p_1 v_1}$, где p_1 , Па
1,40	1,09	0,90	0,77	0,66	
0,95	0,975	0,985	0,975	0,95	
0,994	1,020	1,029	1,017	0,991	При $p_1 < p_1$, используется значение λ_1
22,49	25,80	25,58	24,44	23,08	$c_{1c}/v_{1c} = 25,88$ С контролем расхода пара через решетку
20,2	19,6	19,7	20,9	22,0	
8,867	8,867	8,862	8,862	8,862	При $p_1 < p_1$, расход, равен
0,550	0,970	0,980	0,968	0,935	$c_{1c} \sin \alpha_1 / v_{1c} > \mu_1$
5,465	41,25	347,5	295,5	251	Отклонение в косом срезе учитывается только при $p_1 < p_1$
24,6	20,7	20,7	22,0	24,3	
96	158	142,5	125	129,5	
43,4	67,4	120,5	150,5	161,8	
0,78	0,41	0,36	0,57	0,83	

Наименование	Формула или рисунок
21. Теоретическая скорость w_{21} , м/с	$\sqrt{2000 P_0 p + w_1^2}$
22. Число M_{21}	w_{21}/a_2
23. Давление торможения в относительном движении перед рабочей решеткой $P_{1отн}$, кПа	По h , s -диаграмме (см. рис. 3.8)
24. Критическое давление в горле рабочей решетки P_{2*} , кПа	в $P_{1отн}$
25. Критический удельный объем v_{2*} , м ³ /кг	По h , s -диаграмме при P_{2*}
26. Сулоость пара в горле рабочей решетки x_{2*}	По h , s -диаграмме
27. Отношение $\frac{w_2}{v_2} = \frac{w/c}{m^{3/2}k}$	
28. Коэффициент расхода перерезного пара μ_2^*	По формулам табл. 2.2
29. Коэффициент расхода μ_2	$\mu_2^* \mu_2^*/\mu_2^*$
30. Радиус рабочей решетки (горла) r_2 , м	—
31. Окружная скорость w_2 , м/с	$2\pi r_2 n$
32. Эффективный угол рабочей решетки β_{2*} , град	Из формул (3.85) и (3.86)
33. Коэффициент скорости ψ	Из формул табл. 2.2
34. Угол выхода из рабочей решетки β_2 , град	По формулам табл. 2.2
35. Относительная скорость выхода из рабочей решетки w_2 , м/с	ψw_{2*}
36. Абсолютная скорость выхода из ступени c_2 , м/с	Из графоаналитических скоростей по рис. 3.26
37. Угол направления абсолютной скорости α_2 , град	То же
38. Потери с выходной скоростью $\Delta H_{вх}$, кДж/кг	$0,5 w_2^2$
39. Работа, совершаемая 1 кг пара, $P_{ш}$, кДж/кг	$w_1 c_1 \cos \alpha_1 + w_2 c_2 \cos \alpha_2$
40. Относительный лопаточный КПД $\eta_{л*}$	$H_{л*}/P_0$
41. Относительный лопаточный КПД $\eta_{л\phi}$	$H_{л*}/(P_0 - \Delta H_{л*})$

Сечение (от входа)					Примечание
0	1,41	1,71	3,41	1	
457,5 1,23	500,5 1,35	548 1,48	602,5 1,62	665 1,79	При P_0 , кДж/кг При $w_{21} = 1,135$ и $w_2 = \sqrt{w_1 P_2} w_{21}$
7,59	8,90	10,60	13,28	19,42	При $w_2 = 0,577$. Определяется только при $P_2 < P_{1отн}$
4,39	5,15	6,14	7,69	11,24	
28,64	24,82	21,25	17,31	12,91	То же
0,889	0,903	0,913	0,921	0,936	При $P_2 < P_{1отн}$ определяется при P_2
13,13	15,27	18,02	22,39	32,09	При $P_2 > P_{1отн}$ подсчитывается w_{21}/w_{21}
0,94	0,975	0,975	0,97	0,95	При $P_2 < P_{1отн}$ используется значение x_{2*}
0,984	1,019	1,020	1,015	0,990	
0,800	1,0375	1,275	1,5125	1,750	Отклонение в косом срезе учитывается только при $P_2 < P_1$
251,5 41,9	326 33,4	400,5 27,6	475 21,9	550 15,4	
0,91	0,965	0,97	0,96	0,92	Отклонение в косом срезе учитывается только при $P_2 < P_1$
42,5	39,8	35,3	32,0	29,9	
416,5	483	531,5	588,5	612	Отклонение в косом срезе учитывается только при $P_2 < P_1$
313	312,5	309	306,5	306	
85,5	81,7	83,8	87,0	93,7	Отклонение в косом срезе учитывается только при $P_2 < P_1$
49,0	48,8	47,7	47,0	46,8	
122,7	140,1	142,6	136,3	113,1	Отклонение в косом срезе учитывается только при $P_2 < P_1$
0,604 0,797	0,690 0,909	0,702 0,918	0,671 0,873	0,557 0,724	

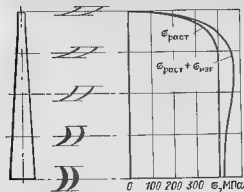


Рис. 3.27. Профили рабочей решетки и распределение напряжений по высоте стальной рабочей лопатки

лопатки диска, диафрагмы и т.д. Учитываются также условия переменного режима работы турбины (см. гл. 8). На рис. 3.27 показаны профили рассчитываемой рабочей решетки и напряжения в лопатках при расчетном режиме (в предположении отсутствия библика).

Четвертый этап. После профилирования лопаток, уточнения формы меридиана вала обводов ступени можно произвести уточненный расчет по уравнению (3.47)–(3.64). Следует, правда, напомнить, что эти уравнения не учитывают влияние влажности и в отличие от вышеизложенного в табл. 3.1 расчета сначала принимается, что $\mu_1 = \mu_2$ и $\varphi = \psi = 1$.

При таком поном расчете можно учесть коэффициент скорости и расхода, используя результаты конкретных опытов с решетками, в том числе принимая во внимание влияние числа Рейнольдса, учесть переменность по высоте влажности пара, а также влияние протечек на параметры потока в зазоре. После окончательного расчета уточняются профили и производится полный их прочностной расчет. Этот последний этап проектирования ступени выходит за рамки учебника и здесь не рассматривается.

На рис. 3.26 пунктиром показано изменение реактивности полученное по уравнению (3.63) с использованием коэффициентов скорости, взятых из табл. 3.1. В сечениях кроме корневой зоны, различия в значениях реактивности по этому уточненному расчету и по данным табл. 3.1 весьма небольшие. В корневой зоне уточненное значение ρ_r 0,359 вместо 0,300, т.е. $\Delta\rho = 0,059$.

В данном примере эта разница слабо повлияла на обтекание рабочей решетки. Это объясняется тем, что из-за сверхкритического режима течения в корневой зоне сопловой решетки расход через нее не изменился. Угол входа в рабочую решетку изменился меньше, чем на 1°, так как с одной стороны, уменьшился угол α_1 (меньшее отклонение потока в косом тече) с другой уменьшилась скорость u_1 .

В других ступенях в зависимости от конкретных условий уточненный расчет может ввести существенно большие изменения.

В сборнике таблиц [34] имеется пример расчета ступени по упрощенному уравнению радиального равновесия с помощью программы для ЭВМ и подпрограмм термодинамических свойств водяного пара.

3.6. СТУПЕНИ СКОРОСТИ

Особенности ступеней скорости

Теплоперепад $\dot{H}_0$, перерабатываемый в турбинной ступени, определяется окружной скоростью u и отношением скоростей u/c_ϕ . Очевидно, что чем меньше u/c_ϕ , тем больше при заданном значении u величина располагаемого теплоперепада $\dot{H}_0$. В то же время для достижения высокого $\dot{H}_0$ необходимо, чтобы ступень была спроектирована на оптимальное отношение скоростей $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$, которое в свою очередь зависит от степени реактивности ρ и для осевых ступеней будет наименьшим при минимальной реактивности. Согласно (3.29) напомним формулу для $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$ при $\rho = 0$

$$(u/c_\phi)_{\text{опт}} = 0,5\varphi \cos \alpha_1 \approx 0,47$$

Таким образом, максимальный теплоперепад, соответствующий наивысшему относительному лопаточному $\eta_{0,л}$, примерно равен¹

$$(\dot{H}_0^{\text{макс}})_{\text{опт}} \approx 0,5 (u/0,47)^2$$

Окружная скорость ограничена по условиям прочности диска или барабана; часто конструктивно целесообразно или технологически трудно, как, например, для цельнокованых роторов, увеличивать диаметр ступени. Следует учитывать, что увеличение диаметра для решеток, имеющих небольшую выходную площадь F_1 , означает нежелательное с точки зрения экономичности уменьшение высоты лопаток. Все это привело к тому, что обычно скорости u_1 , подсчитанные по наружному диаметру диска и при малых высотах лопаток и близкие к окружным скоростям на среднем диаметре, составляют $u_{\text{макс}} = 140 - 210$ м/с. Следовательно,

$$(\dot{H}_0^{\text{макс}})_{\text{опт}} = 45 - 100 \text{ кДж/кг.}$$

В некоторых же случаях требуется переработать в ступени значительно больший теплоперепад при умеренной окружной скорости и одновременно при высоком КПД. Для того чтобы найти удовлетворительное решение этой задачи, обратимся к диаграмме на рис. 3.6, где приведен баланс потерь для единичной ступени в зависимости от отношения скоростей u/c_ϕ . Этот график наглядно показывает, что с уменьшением

¹ Для ступеней скорости, рассматриваемых в этом параграфе, предполагается, что $0,5\varphi \approx 0$ и, следовательно, $H_0 = H_0$.

$u/c_\phi < (u_c/c_\phi)_{\text{от}}$ особенно интенсивно растет потеря с выходной скоростью или, другими словами, увеличивается потеря кинетической энергии, с которой пар покидает ступень. Для того чтобы использовать эту кинетическую энергию, можно после первого ряда рабочих лопаток расположить неподвижный поворотный аппарат, т.е. решетку, в которой поток (с выходной скоростью c_2) придается иное направление.

Выходящий из этой поворотной решетки поток пара поступает во вторую рабочую решетку, где кинетическая энергия парового потока преобразуется в работу на ободу диска. Если за

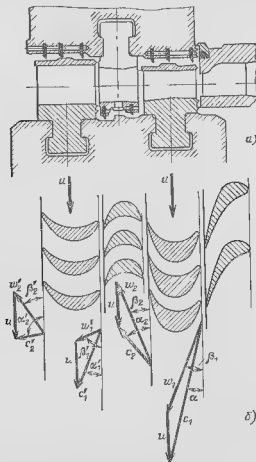


Рис. 3.28 Двухступенчатая ступень скорости
а) проточная часть б) треугольники скоростей, и профили лопаток

вторым рядом рабочих лопаток паровый поток все еще обладает значительной кинетической энергией, то могут быть поставлены вторая поворотная решетка и третья рабочая решетка.

Такого типа ступени, где при одной сопловой решетке преобразование кинетической энергии производится в нескольких рабочих решетках, называются ступенями скорости.

Чем больше перерабатываемый тепловой перепад при заданной окружной скорости, тем целесообразнее применять большее число венцов, т.е. число рядов рабочих лопаток в ступени скорости.

Однако, как будет показано ниже, наибольший КПД, который может быть достигнут в ступени, уменьшается по мере увеличения числа венцов и, следовательно, числа решеток. Поэтому практически в современных турбинах применяются только двухвенечные ступени скорости. В небольших вспомогательных турбинах, где экономичность не имеет первостепенного значения, применяют также трехвенечные ступени скорости.

Основное достоинство ступени скорости заключается в том, что даже при умеренной окружной скорости в ней можно при сравнительно высоком КПД переработать значительный тепловперепад, поскольку оптимальное отношение $(u/c_\phi)_{\text{от}}$ для нее меньше, а следовательно, тепловперепад при одинаковых скоростях u больше, чем в одновенечной ступени.

На рис. 3.28, где показаны проточная часть и решетки двухвенечной ступени скорости, одновременно изображены треугольники скоростей. Обозначения скоростей и углов между векторами скоростей и направлением окружной скорости первого ряда рабочих решеток сохраняются те же, что и для одновенечной ступени (см. § 3.1). Угол входа парового потока в первый ряд поворотной решетки равен углу α_2 , под которым направлена абсолютная скорость потока пара, покидающего первую рабочую решетку. Для второго венца, состоящего из поворотной и второй рабочей решеток, скорости пара и углы векторов скоростей обозначаются так же, как и для первого венца, но снабжаются индексами «прим» (c_1' , w_1' , c_2' , α_1' и т. д.).

Расчет ступеней скорости

Работу, которую развивает 1 кг пара, протекающего через двухвенечную ступень скорости, следует рассматривать как сумму работ в рабочих решетках первого и второго рядов.

На основании формул § 3.1 можно написать, что удельная работа пара в рабочей решетке первого ряда равна

$$H_{1u} = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2),$$

во второй рабочей решетке работа составит

$$H_{2u} = u(c_1' \cos \alpha_1' + c_2' \cos \alpha_2').$$

Таким образом, работа на лопатках всей двухвальной ступени равна

$$\sum H_u \cdot u [(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) + (c'_1 \cos \alpha'_1 + c'_2 \cos \alpha'_2)] \quad (3.89)$$

Относительный лопаточный КПД ступени скорости определяется, если полученную на лопатках работу разделить на располагаемую энергию.

$$\eta_{0,л} = \frac{u (\sum c_u + \sum c'_u)}{H_0} \quad (3.90)$$

С другой стороны, работа, развиваемая паром в рабочих решетках, может быть подсчитана по уравнению энергетического баланса.

Разделив работу на располагаемую энергию, найдем КПД

$$\eta_{0,л} = 1 - \xi_c - \xi_p - \xi_n - \xi'_p - \xi'_n \quad (3.91)$$

где $\xi_n = \Delta H_c / H_0$, $\xi_p = \Delta H_p / H_0$ и т. д. отдельные потери, выраженные в долях располагаемой энергии ступени; $\Delta H_{p,c} = 0.5 (c'_2)^2$. Так как обтекание поворотной решетки подобно обтеканию рабочих решеток, то и коэффициент скорости ψ_c принимается по соответствующим данным для рабочих решеток.

На рис. 3.29 построены кривые изменения отдельных потерь и $\eta_{0,л}$ в зависимости от u/c_ϕ для одновальной активной ступени и для двух- и трехвальных ступеней скорости. Во всех случаях предполагаются чисто активные ступени, у которых степень реактивности $\rho = 0$.

Потери ξ_c в сопловой решетке при неизменной степени реактивности и $\varphi = \text{const}$ не зависят от u/c_ϕ и сохраняются постоянными как для одновальной ступени, так и для ступеней скорости. Также можно принять, что для любого из рассматриваемых типов ступеней потеря ξ_p в рабочей решетке первого ряда изменяется в зависимости от u/c_ϕ по закону, общему для любого типа рассматриваемых ступеней. Рост этих потерь при уменьшении u/c_ϕ объясняется увеличением относительной скорости $w_{2,1} = w_1$. Таким образом, потери ξ_c и ξ_p , ограниченные в диаграмме на рис. 3.28 кривой aa' , сохраняются общими как для одновальной ступени, так и для ступеней скорости.

В одновальной ступени область, ограниченная кривыми aa' и bb' , представляет собой потери $\xi_{b,c}$ с выходной скоростью парового потока. Как отмечалось выше, эти потери достигают минимума при отношении $u/c_\phi \approx 0.46 - 0.48$, при уменьшении u/c_ϕ существенно возрастает $\xi_{b,c}$, вызывая резкое падение КПД. Применяя второй венец, т. е. ступень скорости, можно

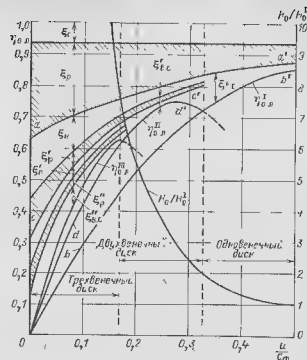


Рис. 3.29. Кривые относительного лопаточного КПД $\eta_{0,л}$ и потери энергии ξ , $\Delta H / H_c$ в одновальной активной ступени и ступенях скорости в зависимости от u/c_ϕ .

часть потерь $\xi_{b,c}$ превратить в полезную работу и, таким образом, повысить КПД в области малых u/c_ϕ .

Потери в поворотной решетке и в рабочей решетке второго ряда изменяются по общему закону как для двухвальной, так и для трехвальной ступеней скорости. Область, ограниченная кривыми cc' и dd' , представляет собой потери $\xi'_{b,c}$ с выходной скоростью для двухвального диска, а область между кривыми dd' и bb' выигрыш в КПД двухвальной ступени по сравнению с КПД одновальной ступени.

Как видно из диаграммы, максимум КПД на лопатках активной двухвальной ступени скорости достигается при значениях u/c_ϕ от 0.23 до 0.27 и в основном также определяется законом изменения потерь с выходной скоростью $\xi_{b,c}$. Значительные потери с выходной скоростью, которые возникают в двухвальной ступени при отношениях u/c_ϕ , меньших, чем 0.16, можно частично использовать, применяя вторую поворотную и третью рабочую решетки, т. е. трехвальную ступень скорости.

Кривые потерь и КПД для этого типа ступени скорости приведены на той же диаграмме на рис. 3.29 в области изменения u/c_0 от 0 до 0,18. Достигаемый в результате применения третьего венца выигрыш в КПД незначителен. Максимум КПД трехвенечной ступени скорости получается при значениях $u/c_0 = 0,12, 0,18$, однако по абсолютной величине КПД трехвенечного диска при $u/c_0 = 0,17$ в рассматриваемом примере значительно ниже максимального КПД двухвенечной ступени скорости. Наибольший относительный выигрыш в КПД за счет применения третьего венца возникает при еще меньших u/c_0 равных 0,08, 0,16.

На основании диаграммы на рис. 3.29 можно заметить, что применение ступеней скорости вызывает увеличение КПД только при низких значениях u/c_0 . Абсолютные значения максимальных КПД уменьшаются с увеличением числа венцов, и поэтому применять ступени скорости следует лишь в том случае, когда требуется переработать значительный теплоперепад в одной ступени.

Если допустить, что при изменении u/c_0 окружная скорость u во всех вариантах, приведенных на рис. 3.29, сохраняется постоянной и что, следовательно, изменение u/c_0 достигается в результате изменения располагаемого теплоперепада, то можно нанести кривую располагаемого теплоперепада, который перерабатывается одновенечной ступеню или ступенями скорости при одинаковой окружной скорости u . Такая кривая построена на рис. 3.28. Теплоперепад, перерабатываемый одновенечной ступеню при $u/c_0 = 0,47$, принят за единицу и кривая H_0/H'_0 показывает относительный рост располагаемого теплоперепада.

Если изобразить треугольники скоростей для двух- и трехвенечных ступеней скорости в несколько идеализированном виде, а именно при $\epsilon_1 \sin \alpha_1 = \epsilon_2 \sin \alpha_2 = \epsilon'_1 \sin \alpha'_1 = \epsilon'_2 \sin \alpha'_2 \dots$ и углах $\beta_2 = \beta_1, \alpha'_1 = \alpha_2, \dots$ то очевидно, что обеспечение осевого направления выходной скорости из последней рабочей решетки ($\alpha'_2 = 90^\circ$ для двухвенечных и $\alpha'_3 = 90^\circ$ для трехвенечных ступеней) и, следовательно, наименьшего значения выходной потери $\Delta H_{\text{в.к.}}$ требует по сравнению с одновенечной ступеню уменьшения окружной скорости u соответственно в 2 и 3 раза (рис. 3.30).

Таким образом, оптимальное отношение скоростей $(u/c_0)_{\text{опт}}$ для m -венечной ступени скорости должно быть в m раз меньше, чем для одновенечной ступени, т. е. в случае активной ступени

$$(u/c_0)_{\text{опт}} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2m}, \quad (3.92)$$

где m — число венцов (рядов рабочих лопаток) в ступени скорости.

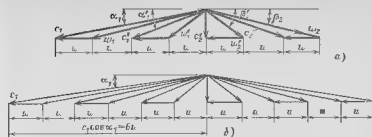


Рис. 3.30. Идеализированные треугольники скоростей для ступеней скорости a — двухвенечной, b — трехвенечной

Соответственно при одинаковой окружной скорости наивысший относительный лопаточный КПД ступени скорости достигается при четырехкратном по сравнению с одновенечной ступеню располагаемом теплоперепаде H_0 в двухвенечной ступени скорости и при девятикратном в трехвенечной ступени скорости. Это подтверждается расчетом ступеней, результаты которого даны на рис. 3.29.

Определение размеров сопловой, рабочих и поворотной решеток в ступени скорости производится по формулам, аналогичным выведенным в § 3.3:

выходная площадь сужающейся сопловой решетки при $\epsilon_1 \geq \epsilon_0$ и расширяющейся при $\epsilon_1 < \epsilon_0$

$$F_1 = \frac{G \epsilon_{11}}{\mu_1 \epsilon_{11}}, \quad (3.93)$$

а в случае критического расхода в сужающихся каналах (при $\kappa = 1,3$)

$$F_1 = \frac{G \epsilon_{11}}{\mu_1 \epsilon_0} \cdot \frac{G}{0,667 \mu_1 \sqrt{p_0 \rho_0}}; \quad (3.94)$$

выходная площадь рабочей решетки первого ряда

$$F_2 = \frac{G \epsilon_{21}}{\mu_1 \epsilon_{21}}, \quad (3.95)$$

выходная площадь поворотной решетки

$$F_n = \frac{G \epsilon_{11}}{\mu_n \epsilon_{11}}, \quad (3.96)$$

и т. д.

Здесь коэффициенты расхода могут быть приняты по табл. 2.2 и в первом приближении $\mu_1 = 0,97$; $\mu_2 = \mu_n = \mu'_2 = 0,92 - 0,95$

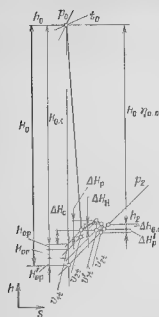


Рис. 3.31 Процесс расширения пара в h, s -диаграмме для двухвечной ступени скорости

Если долю располагаемого теплоперепада всей ступени H_0 , перерабатываемого в рабочих и поворотной решетках двухвечной ступени скорости (рис. 3.31), обозначить как

$$\rho_1 = \frac{H_{0p}}{H_0}; \rho_{1c} = \frac{H_{0c}}{H_0}; \rho'_1 = \frac{H'_{0p}}{H_0}; \quad (3.97)$$

то теоретические скорости потока определяются по формулам

$$\left. \begin{aligned} c_{11} &= \sqrt{2(1 - \rho_1 - \rho_{1c} - \rho'_1)H_0}, \\ w_{21} &= \sqrt{2\rho_1 H_0 + w_1^2}, \\ c'_{11} &= \sqrt{2\rho_{1c} H_0 + c_2^2}, \\ w'_{21} &= \sqrt{2\rho'_1 H_0 + (w'_1)^2} \end{aligned} \right\} \quad (3.98)$$

Удельный объем пара для каждой решетки принимается по h, s -диаграмме в конце изэнтропийного расширения.

При заданных среднем диаметре ступени d , степени парциальности e и углах α_{13} , β_{23} , α'_{12} и β'_{23} , определяются выходные высоты лопаток

$$\left. \begin{aligned} l_1 &= \frac{F_1}{\pi d e \sin \alpha_{13}}, \\ l_2 &= \frac{F_2}{\pi d e \sin \beta_{23}}, \\ l_c &= \frac{F_0}{\pi d e \sin \alpha'_{12}}, \\ l'_2 &= \frac{F_2}{\pi d e \sin \beta'_{23}} \end{aligned} \right\} \quad (3.99)$$

Выбирая перекрытия, т. е. разности $l_2 - l_1$, $l_c - l_2$ и $l_2 - l'_2$, определяем углы β_{23} , α'_{12} и β'_{23} .

Отношение выходных высот лопаток выразится так

$$\frac{l_2}{l_1} = \frac{c_1 \sin \alpha_{13}}{c_2 \sin \alpha_2} \frac{v_{21}}{v_{11}} \frac{1 - \psi}{1 - \mu_2 \psi}, \quad (3.100)$$

В первом приближении можно принять, что $\alpha_1 - \alpha_2$ и $\mu_2 \psi_{21} \approx 1$, и, следовательно, изменение высот лопаток в основном определяется изменением проекций скорости c_{13} , c_{23} , c'_{10} и т. д.

Угол α_{13} принимается в пределах от 8 до 16°, причем малые значения угла α_2 применяются в ступенях с небольшим объемом паром для увеличения степени парциальности e . Следует иметь в виду, что уменьшение выходных углов лопаток приводит к увеличению высот лопаток. При этом также снижаются выходные потери $\xi_{0c} = \Delta H_{0c}/H_0$. В то же время при малых углах α_{10} увеличивается протяженность спинки профиля в косом срезе, уменьшается величина горла O_1 , что ведет к росту профильных потерь энергии. Неблагоприятно увеличивается также поворот потока в последующей рабочей решетке.

Большая ширина профиля рабочих лопаток обычно требуется для повышения их прочности, так как значительная паровая нагрузка паровой струи и прерывистое ее действие могут привести к вибрации лопаток и их поломке. Поэтому применяются ступени скорости, имеющие ширину рабочих лопаток до 50–60 мм и более, особенно в ступенях с парциальным подводом пара, характерным для регулирующих ступеней турбин.

Большая ширина профилей, а следовательно, и хорда b рабочих лопаток при их высоте l приводит к снижению относительной высоты l . При этом в решетках возрастают концевые потери, что отрицательно сказывается на экономичности ступени.

Необходимое соотношение выходных площадей и высот решеток и повышение КПД ступени скорости могут быть достигнуты применением реактивности в рабочих и поворотной решетках. Однако поскольку такая ступень чаще всего работает с парциальным подводом пара, допускать большую степень реактивности нельзя, так как повышение давления пара в зазорах перед лопатками приведет к увеличению перетекания пара, что вызовет снижение КПД ступени.

В практике турбостроения обычно допускают суммарную реактивность в рабочих и поворотной решетках $\rho_1 + \rho_{1c} + \rho'_1$ от 3 до 12% по отношению к тепловому перепаду ступени.

Теоретические и экспериментальные исследования, проведенные МЭИ, ЦКТИ и ВТИ, позволили отработать несколько вариантов ступеней скорости, обеспечивающих высокую экономичность в определенных заданных условиях. Проточные части и размеры некоторых из них представлены в § 4.6

3.7. РАДИАЛЬНЫЕ И РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫЕ СТУПЕНИ

Наряду с рассмотренными выше осевыми ступенями, в которых поток пара протекает в плоскости, перпендикулярной оси турбины, и движется или от центра к периферии, или, наоборот, от периферии к центру. Эти ступени могут иметь неподвижную сопловую и последующую вращающуюся рабочую решетку (рис. 3.32, а), или две решетки, вращающиеся в разные стороны (ступени турбины типа Юнгстрем, рис. 3.32, б).

Возможно и более сложное направление потока: в сопловой решетке радиальное, а затем в рабочей решетке с осевым выходом из ступени (рис. 3.32, в и г). Такого типа центро-стрежимительные ступени могут найти применение как первые ступени промежуточных цилиндров мощных паровых турбин, в частности как двухпоточные ступени (рис. 3.32, в и г) на входе в двухпоточные цилиндры среднего и низкого давления.

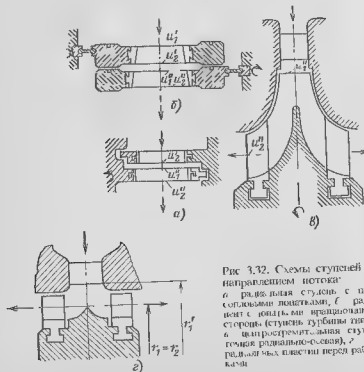


Рис. 3.32. Схемы ступеней с неосевым направлением потока:
 а) радиальная ступень с неподвижными сопловыми лопатками; б) радиальная ступень с вращающимися сопловыми лопатками; в) радиально-осевая ступень с неподвижной сопловой решеткой; г) радиально-осевая ступень с вращающейся сопловой решеткой.

Как и осевые ступени, радиальные и радиально-осевые ступени сначала рассчитываются по средней линии решеток. Вывод основных уравнений для расчета этих ступеней сходен с выводами, представленными в § 3.1. Более того, уравнения § 3.1 можно получить как частный случай уравнений, разобранных ниже в этом параграфе.

На рис. 3.33 представлены треугольники скоростей радиальных ступеней. Момент, создаваемый потоком пара на рабочих лопатках радиальной ступени, выражается равенством моментов количества движения:

$$M = G(r_1 c_{1\theta} - r_2 c_{2\theta}), \quad (3.101)$$

где r_1 и r_2 — радиусы сечений входа и выхода каналов рабочих лопаток, $c_{1\theta}$ и $c_{2\theta}$ — проекции абсолютных скоростей входа и выхода пара на направление скорости u .

Мощность, развиваемая паром на рабочих лопатках, равна произведению момента на угловую скорость:

$$N_{\text{л}} = M\omega = G(u_1 c_{1\theta} - u_2 c_{2\theta}) \quad G(u_1 c_1 \cos \alpha_1 - u_2 c_2 \cos \alpha_2)$$

Если, как и в § 3.1, обозначить угол $\alpha_2 = \pi - \alpha_1$, то мощность на обод лопаток запишется так:

$$N_{\text{л}} = (Gu_1 c_1 \cos \alpha_1 + Gu_2 c_2 \cos \alpha_2) \quad (3.102)$$

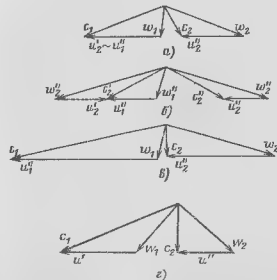


Рис. 3.33. Треугольники скоростей для ступеней, схемы которых представлены на рис. 3.32

При расходе паров $G = 1 \text{ кг/с}$

$$H_0 = N_0 / G = u_1 c_1 \cos \alpha_1 + u_2 c_2 \cos \alpha_2 \quad (3.103)$$

После простого преобразования находим

$$H_0 = 0.5 [(c_1^2 - c_2^2) + (u_1^2 - u_2^2) + (u_2^2 - u_1^2)] \quad (3.104)$$

Применяя уравнение сохранения энергии в потоке паров, изотропного протекающего в каналах рабочих лопаток радиальной ступени, напишем

$$h_1 + 0.5c_1^2 = h_2 + 0.5c_2^2 + h_0$$

или

$$h_1 + 0.5c_1^2 = h_2 + 0.5c_2^2 + 0.5[(c_1^2 - c_2^2) + (u_1^2 - u_2^2) + (u_2^2 - u_1^2)] \quad (3.105)$$

Решая это уравнение относительно u_2 , находим

$$u_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) + (u_1^2 - u_2^2)}$$

Степень реактивности радиальной ступени

$$\rho = \frac{H_{0p}}{H_0} = \frac{0.5[(u_1^2 - u_2^2) + (u_2^2 - u_1^2)]}{0.5c_0^2} = \frac{(u_1^2 - u_2^2) - (u_2^2 - u_1^2)}{c_0^2} \quad (3.106)$$

где H_{0p} см. рис. 3.3

Относительный лопаточный КПД ступени

$$\eta_{0p} = \frac{H_0}{H_0} = 2 \frac{u_1 c_1 \cos \alpha_1 + u_2 c_2 \cos \alpha_2}{c_0^2} \quad (3.107)$$

По аналогии с выводом формулы (3.32) примем, что при условии $\varphi = \psi = 1$ наилучшее значение η_{0p} будет достигнуто при $\alpha_2 = 90^\circ$. Тогда

$$(\eta/c_0)_{\text{опт}} = \frac{1}{2 \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho}}$$

Для небольших теплопередач, предположив $u_2/r_2 \approx 1$ получим соотношение осевых составляющих скоростей, зависимость (3.42)

$$\begin{aligned} u_2 \sin \beta_2 &\approx l_1 r_1 \\ c_1 \sin \alpha_1 &\approx l_2 r_2 \end{aligned}$$

Обозначив $r_2/r_1 = v$ и считая $l_2/l_1 \approx 1$ получаем

$$c_{2n} = \frac{c_1 \sin \alpha_1}{v} = \frac{\varphi \sqrt{1 - \rho} c_0 \sin \alpha_1}{v}$$

и при $\varphi = 1$

$$\left(\frac{u_1}{c_0}\right)_{\text{опт}} = \frac{1 - (1 - \rho) \frac{\sin^2 \alpha_1}{v^2}}{2 \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho}} \quad (3.108)$$

Если для осевой ступени отсутствие неблагоприятного диффузионного течения в рабочей решетке т.е. $u_{2n} > u_1$, означает наилучшие условия $\rho > 0$

Таблица 3.2 Сравнение турбинных ступеней разных типов

Тип ступени	ρ	$v = r_2/r_1$	$\left(\frac{u_1}{c_0}\right)_{\text{опт}}$	$\left(\frac{u_2}{c_0}\right)_{\text{опт}}$	$H_0/(H_0)_{\text{опт}}$ при $\alpha_2 = \text{const}$
Осевая одноступенчатая аксиальная турбина	0 0.2	1 1	0.483 0.548		1 0.78
Осевая реактивная	0.5	1	0.707		0.457
Осевая двухступенчатая аксиальная	0	1	0.241		4
Радиальная реактивная	0.5	0.95 1.05	0.705 0.710	0.670 0.745	0.519 0.420
Радиальная типа Тонгстрем	1	0.95 1.05	0.705 0.710	0.670 0.745	2.08 1.68
Радиально-осевая	0.09	0.8	0.490	0.392	1.52

Примечание. Расчет производится при $\varphi = 1$ и $\alpha_1 = 15^\circ$

то для радиальной ступени, судя по (3.106), для этого необходимо, чтобы выполнялось условие

$$\rho > \left(\frac{u_1}{c_0}\right)^2 (1 - v^2) \quad (3.109)$$

Из (3.108) и (3.109) нетрудно найти значение $\rho_{\text{мин}}$, обеспечивающее выполнение этого условия и соответствующую этому $\rho_{\text{мин}}$ величину $(u_1/c_0)_{\text{опт}}$.

В табл. 3.2 представлены значения $(u_1/c_0)_{\text{опт}}$ для различных типов ступеней (при $\varphi = 1$) и рассчитываемые теплопередачи H_0 , соответствующие оптимальным соотношениям скоростей, по сравнению с одноосевой аксиальной осевой ступенью (при $\rho = 0$) при одинаковой окружной скорости на выходе из рабочей решетки.

Расчет радиальной ступени в отличие от осевой не требует изменения профиля по длине лопатки, так как при чисто радиальном расположении

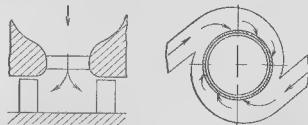


Рис. 3.34 Спиральный подвод паров с радиальными сопловыми и осевыми рабочими лопатками первой ступени

лопаток, параметры потока не меняются по длине их, так же как остается неизменной и окружная скорость. Для ступеней радиального или радиально-осевого типа следует учитывать изменение параметров по длине лопаток, решая сложную задачу пространственного потока.

Расчетно-теоретическое и экспериментальное исследование радиально-осевой ступени центробежного типа показали, что повышения КПД можно достигнуть при сглаживании по высоте сар и выполнении радиальной составляющей решетки с расположенными на окружности профилями сопловых лопаток (рис. 3.3.4).

Вопросы к третьей главе

1. Как определяются располагаемые теплопередачи ступени и ее решеткой?
2. Что такое степень реактивности турбинной ступени и каков ее физический смысл?
3. За счет чего создается окружное усилие, действующее на рабочие лопатки?
4. Что такое относительный лопаточный КПД ступени и какие потери энергии он учитывает?
5. Почему отношение скорости является определяющей характеристикой эффективности ступени?
6. Напишите уравнения сохранения энергии для рабочей решетки турбинной ступени по абсолютным и по относительным скоростям.
7. Что называется мощностью на лопатках турбинной ступени (окружной мощностью)?
8. Что такое так называемый КПД ступени по заторможенным параметрам? Как он отличается от относительного лопаточного КПД?
9. Что больше влияет на изменение КПД активной ступени: одинаковое изменение коэффициента потерь при обтекании сопловой или рабочей решетки?
10. От каких главных параметров ступени зависит оптимальное отношение скоростей u/c_{02} ? Чему оно равно для реактивной ($\mu=0.5$) ступени? Во сколько примерно раз отличается оптимальный располагаемый теплотеплопереда ступени с $\mu=0$ и с $\mu=0.5$ при одинаковой окружной скорости?
11. Какие недостатки у ступени, спроектированной с отрицательной степенью реактивности?
12. Что такое степень парциальности?
13. Как зависит отношение осевых составляющих скоростей на выходе из рабочей и сопловой решеток c_{02}/c_{01} от степени реактивности и располагаемого теплотеплопереда ступени?
14. Как по внешнему виду профиля сопловой и рабочей лопаток ступени определить, к какой ступени они относятся: к активной или реактивной?
15. Изобразите в одинаковом масштабе треугольники скоростей и процесс расширения в h, s -диаграмме для ступеней с $\mu=0$ и $\mu=0.5$ при одинаковой окружной скорости.
16. При проектировании ступени оказалось, что полученные по расчету избыточные напряжения в рабочих лопатках в 2 раза больше допустимых. Во сколько раз надо изменить хорду профиля лопатки при оставлении тех же относительных геометрических характеристик решетки профилей?
17. Как и почему меняются по радиусу удаления в зазоре между копьевыми решетками осевой ступени и за ней?

18. Что называют уравнением радиального равновесия? Как различаются полное и упрощенное уравнение радиального равновесия?

19. Что называется законом закрутки решеток ступеней? В каком виде они могут быть представлены? Какие законы закрутки наиболее распространены в ступенях паровых турбин?

20. Как влияет форма меридиональных линий тока на изменение по радиусу степени реактивности турбинной ступени? В каких случаях это изменение увеличится или уменьшится по сравнению с расчетом по упрощенному уравнению радиального равновесия?

21. Как меняются по высоте ступени углы выхода пара из сопловой α_1 и рабочей β_2 решеток при проектировании ступени по закону постоянства циркуляции? Как в этом случае и в предположении отсутствия потерь при обтекании решеток ($\psi=\psi_1$) меняется по высоте ступени удаленная работа?

22. В каких сечениях по высоте ступени большой вероятности абсолютные и относительные скорости имеют наибольшие значения?

23. Почему ступени большой вероятности при проектировании с учетом пространственного характера потока имеют КПД выше чем при лопатках неизменного по высоте профиля?

24. Какие имеются способы уменьшения радиального градиента реактивности?

25. Чем различаются рабочие решетки корневой средней и периферийной сечений ступеней большой вероятности?

26. Для чего и в каких случаях применяются ступени скорости? Почему они, как правило, выполняются с очень малой степенью реактивности?

27. Почему при одинаковых параметрах на входе расходы пара и окружной скорости максимально достижимый КПД двухвенечной ступени ниже чем одновенечной?

28. Почему как правило, в двухвенечной ступени на выходе из сопловой решетки скорости потока сверхзвуковые?

29. Как подсчитывается степень реактивности радиальной ступени?

Глава четвертая

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ И ОПТИМИЗАЦИЯ ТУРБИННЫХ СТУПЕНЕЙ

41. ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ ВНУТРЕННИЙ КПД И ПОТЕРИ ОТ ТРЕНИЯ ДИСКА

При рассмотрении процесса расширения пара в турбинной ступени в гл. 3 были учтены потери энергии, связанные с протеканием пара в решетках ступени, и потери с выходной скоростью. Коэффициент полезного действия ступени, учитывающий эти потери, называется относительным лопаточным КПД $\eta_{лп}$.

Однако кроме перечисленных в ступени имеются так называемые дополнительные потери. Этими потерями могут быть

потери от трения поверхности диска, барабана и лопаточного банджажа $\xi_{тр}$;

потери от парциальности $\xi_{парч}$;

потери от перетечек в ступени, когда часть пара проходит помимо одной из решеток ступени ξ_p ;

потери от влажности $\xi_{вл}$, имеющие место в ступенях, работающих влажным паром.

Кроме того, возможно снижение мощности ступени и тем самым ее экономичности в связи с отборами пара и влагоудалением, а также при специальном охлаждении лопаток.

Коэффициент полезного действия, учитывающий все эти потери, называется относительным внутренним $\eta_{от}$

$$\eta_{от} = \eta_{отл} - \sum \xi_{доп} - \eta_{отл} - \xi_{тр} \quad \xi_{парч} - \xi_p - \xi_{вл}. \quad (4.1)$$

Следует отметить, что перечисленный выше перечень потерь энергии в ступени весьма условен, так как потери взаимосвязаны. Так, например, перетечка пара нарушает характер обтекания решеток, а потери от влажности включают изменение характеристик решеток. Те или иные дополнительные потери в зависимости от типа ступени, размеров решеток и параметров пара могут существенно снижать экономичность ступени, быть незначительными или вообще отсутствовать. Дополнительные потери влияют также на оптимальные характеристики ступени.

Вращение диска, на котором укреплены рабочие лопатки, в камере, заполненной паром, требует затраты мощности. Мощность, расходуемая на преодоление трения при вращении диска, заимствуется из полезной мощности, развиваемой паром на лопатках, так что получаемая на валу турбины внутренняя мощность меньше мощности $N_{в}$, развиваемой потоком пара на лопатках турбинной ступени, на величину мощности $\Delta N_{тр}$, затрачиваемой на трение диска.

При вращении диска пар, заполняющий камеру ступени, также приводится во вращение. Допустим, что распределение скорости пара в камере может быть представлено диаграммой на рис. 4.1, где скорость частиц пара, прилегающих к диску, равна местной окружной скорости диска, скорость частиц пара, прилегающих к стенке корпуса, равна нулю, а средняя скорость $c_{ср}$ в промежуточных точках камеры зависит от шероховатости поверхности диска и размеров камеры.

Помимо вращения вокруг оси турбины пар, заполняющий камеру, приобретает вихревое движение в меридиональном сечении, как показано на рис. 4.1. Этот вихревой поток пара возникает от того, что частицы пара, прилетающие к диску, испытывают центробежные силы, которые вызывают движение

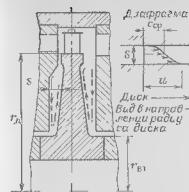


Рис. 4.1 Схема потока в зазоре между диском и диффузором и эпюра скорости в камере ступени

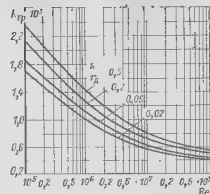


Рис. 4.2 Коэффициент трения диска $k_{тр}$ в зависимости от числа $Re = \omega r_{диск} / \nu$ и относительного зазора $s/r_{диск}$

пара от центра к периферии вблизи диска и от периферии к центру вблизи неподвижной поверхности камеры ступени. Вихревой поток в меридиональной поверхности увеличивает затраты мощности на вращение диска. Еще более сложный характер в камере между диафрагмой и диском будет иметь течение пара в часто встречающемся случае выполюснения диска с разгрузочными отверстиями (см, например, рис. 4.15).

Пренебрегая в первом приближении влиянием вихревого потока в меридиональном сечении камеры, примем, что сила трения пропорциональна квадрату разности скоростей. Выделяя элементарную кольцевую поверхность радиусом r и шириной dr , находим элементарную силу трения о диск.

$$dR_{тр} = k_{тр} 2\pi r dr \left(\frac{v}{2u_1} \right)^2,$$

где $k_{тр}$ - коэффициент трения о диск; $v_1 \approx v_2$ - удельный объем пара в камере; обозначим $c_{ср}/u = \gamma$.

Элементарная мощность трения равна произведению силы на скорость и должна быть удвоена, если учесть поверхность обеих сторон диска

$$dN_{тр} = 2dR_{тр}$$

Далее находим

$$\begin{aligned} \Delta N_{тр} &= 2 \int_{r_{ср}}^{r_д} dR_{тр} = 2 \int_{r_{ср}}^{r_д} k_{тр} 2\pi r u^2 \frac{(1-\gamma)^2}{2r_1} dr = \\ &= 2\pi k_{тр} (1-\gamma)^2 \omega^2 r_1^3 \left[\left(\frac{r}{r_1} \right)^3 \right]. \end{aligned}$$

Пренебрегая ввиду малости величины $(r_{\text{вн}}/r_n)^5$ и проводя несложные преобразования, получим

$$\Delta N_{\text{тр}} = k_{\text{тр}} \frac{u_n^3 d_n}{2v_1}, \quad (4.2)$$

где $d_n = d - l_2$

Коэффициент трения $k_{\text{тр}}$ зависит главным образом от числа Рейнольдса $Re_n = u_n d_n / \nu_1$, режима течения в зазоре, относительного зазора s/r_n и шероховатости поверхности.

Пар, протекающий через диафрагменные уплотнения, а также через разгрузочные отверстия, которые выполняются во многих дисках, интенсифицирует меридиональные токи у поверхности диска. Это также должно учитываться опытным коэффициентом $k_{\text{тр}}$. Для турбулентного течения пара в камере с отрывом пограничного слоя, что характерно для турбинных ступеней при протечке пара через диафрагменные уплотнения, можно принять

$$k_{\text{тр}} = 2,5 \cdot 10^{-2} (s/r_n)^{0,1} Re_n^{0,2}. \quad (4.3)$$

На рис. 4.2 представлен график $k_{\text{тр}} = f(Re_n, s/r_n)$. В зоне обычных для паровых турбин чисел Re_n и относительных зазоров s/r_n коэффициент $k_{\text{тр}}$ меняется в пределах от $0,45 \cdot 10^{-3}$ до $0,8 \cdot 10^{-3}$.

Относительная величина потери от трения диска составит

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{\Delta N_{\text{тр}}}{N_0} = \frac{k_{\text{тр}} u_n^3 d_n^2}{2G H v_1}. \quad (4.4)$$

Заменив приближенно $G v_1 \approx F_1 c_\phi$ и пренебрегая разницей между d_n и d , где d — средний диаметр ступени, получим

$$\xi_{\text{тр}} = k_{\text{тр}} \frac{d^2}{F_1} \left(\frac{u}{c_\phi} \right)^3. \quad (4.5)$$

При свободных цилиндрических и конических поверхностях на ободе диска или барабана следует учитывать потери трения о пар и этих поверхностей. По аналогии с выведенной выше формулой (4.5) получим приближенную зависимость

$$\xi'_{\text{тр}} = 10^{-3} \frac{\sum B}{F_1} \left(\frac{u}{c_\phi} \right)^3, \quad (4.6)$$

где $\sum B$ — суммарная ширина свободных цилиндрических поверхностей диска или барабана.

Потери от трения наружной поверхности лопаточного бандажа можно определить по той же формуле, что и потери от трения цилиндрической поверхности диска. Однако в отличие от диска поверхность бандажа нельзя считать гидравлически

гладкой, поэтому численный коэффициент в формуле для $\xi_{\text{тр},\phi}$ принимают вдвое большим:

$$\xi_{\text{тр},\phi} = 2 \cdot 10^{-3} \frac{\sum B_\phi}{F_1} \left(\frac{u}{c_\phi} \right)^3; \quad (4.7)$$

здесь d_ϕ — диаметр бандажа; $\sum B_\phi$ — осевая ширина бандажа (для двухвенечного диска суммируется ширина бандажа двух рабочих решеток). Величина $\xi_{\text{тр},\phi}$ настолько меньше остальных потерь в ступени, что обычно не учитывается.

На рис. 4.3 представлена зависимость расчетного относительного лопаточного КПД активной ступени $\eta_{a,л}$ от u/c_ϕ , взятая из рис. 3.6 при $\rho \approx 0$ и $\phi = \text{const}$, $\psi = \text{const}$. Здесь же представлена кривая зависимости потерь трения диска и бандажа от u/c_ϕ . За счет потерь от трения числа не только снижается экономичность ступени, но и уменьшается оптимальное отношение скоростей $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$.

Потери от трения диска $\xi_{\text{тр}}$ тем больше, чем меньше выходная площадь сопловой решетки F_1 , поэтому они наиболее значительны в ступенях с малым объемным пропуском пара G_1 , т.е. в первых ступенях турбин небольшой мощности, а также при высоких начальных параметрах пара. В примере расчета многоступенчатой турбины, приведенном в § 6.6, видно, как эти потери, наибольшие в первой ступени, уменьшаются по потоку пара.

4.2. ПАРЦИАЛЬНЫЙ ПОДВОД ПАРА. ПРИМЕР РАСЧЕТА ДВУХВЕНЕЧНОЙ СТУПЕНИ

В ступенях паровых турбин с малым объемным пропуском пара G_1 , когда выходные площади решеток малы, применяются парциальный подвод пара. Парциальный подвод пара характерен также для регулирующих ступеней турбин. Парциальный подвод означает, что в ступени пар проходит через решетки не по всей окружности.

Доля окружности, занятой каналами сопловых лопаток через которые проходит пар, называется степенью парциальности

$$e = z_1 t_1 / \pi d$$

Расположение сопловых лопаток не по всей окружности, а по части ее накладывает отпечаток на проектирование

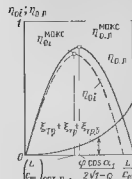


Рис. 4.3. Влияние потерь от трения диска и бандажа на КПД $\eta_{a,л} = \eta_{a,л} - (\xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{тр},\phi} + \xi_{\text{тр},\phi})$ и оптимальное отношение скоростей u/c_ϕ активной ступени ($\rho = 0$)

и работу ступени. Динамические усилия, действующие на рабочие лопатки в ступени с парциальным подводом пара, настолько велики, что расчетные напряжения на изгиб

$$\sigma_{изг} = \frac{Rl_1}{2z_c l H_{мин}}$$

принимают существенно меньшими, чем при полной дуге подвода $e=1$. Обычно для легированных сталей допускаемые напряжения составляют $\sigma_{доп} = 15-40$ МПа. Это приводит к тому, что хорды профилей рабочих лопаток этих ступеней выполняются увеличенными, что снижает относительную высоту лопаток $l_2 = l_1/b_2$ и тем самым повышает концевые потери в рабочих решетках.

При парциальном подводе возникают дополнительные потери энергии, снижающие экономичность ступени. Когда пар подводится по всей окружности ступени (степень парциальности $e=1$), через каналы всех лопаток проходит более или менее равномерный паровой поток. Если же пар подводится парциально ($e < 1$), то каналы рабочих лопаток при вращении диска попеременно то заполняются струей протекающего пара, то выходят из парового потока и проходят путь в нерабочем паровом пространстве камеры ступени, при этом рабочая решетка, работая как вентилятор, захватывает и перемещает пар, заполняющий камеру ступени, что сопровождается затратой энергии.

Вращение лопаток в паровом пространстве камеры вызывает значительные дополнительные потери, которые называются потерями на вентиляцию ΔN_v . Потери на вентиляцию тем больше, чем меньше степень парциальности. При $e=1$ потери на вентиляцию становятся равными нулю. Если мощность ΔN_v определить как мощность вентилятора, то

$$\Delta N_v = A \Omega_e \frac{u^3}{l_1}$$

где $\Omega_e \pi d_2(1-e)$ — кольцевая площадь рабочих лопаток, свободная от подвода пара; A — коэффициент пропорциональности.

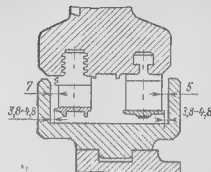
Подставляя значение Ω_e и принимая $v_2 \approx v_1$, получаем

$$\Delta N_v = k(1-e) d_2 u^3 \frac{1}{l_2} \quad (4.8)$$

Коэффициент k зависит от геометрических характеристик ступени. Влиянием сжимаемости и числа Re при подсчете вентиляционных потерь, как правило, можно пренебрегать.

Как показали опыты, значительное снижение потерь на вентиляцию может быть достигнуто, если на участке $(1-e)$,

Рис. 4.4 Конструкция защитного кожуха в ступенях с парциальным подводом пара



где нет подвода пара, лопатки закрыть защитным кожухом, как это, например, показано на рис. 4.4. В этом случае лопатки входят во взаимодействие с небольшой массой пара, заполняющего кожух, и затрата энергии на вращение уменьшается. Потери на вентиляцию в полностью или частично открытых колесах в 2—3 раза выше, чем в колесах, прикрытых защитным кожухом. Кроме того, на вентиляционные потери влияют относительные величины ширины лопаток B_2/d и осевого зазора δ/l_2 .

Разделив вентиляционные потери ΔN_v на мощность идеальной ступени $N_0 = G H_0$, найдем относительные потери на вентиляцию

$$\xi_v = \frac{\Delta N_v}{N_0} = \frac{k_e d_2 (1-e) u^3}{G H_0 v_2} = \frac{2k_e d_2 (1-e) u^3}{G v_2 c_\phi^2}$$

Используя уравнение неразрывности

$$G = \mu_1 \frac{F_1 c_{11}}{v_{11}} = \mu_1 \frac{\pi d_1 e \sin \alpha_1 c_\phi \sqrt{1-\rho}}{v_{11}}$$

и принимая $l_2 \approx l_1$, получаем

$$\xi_v = 2k_e \frac{1-e}{e} \frac{1}{\sin \alpha_1} \frac{v_{11}}{v_2} \frac{1}{\mu_1 \sqrt{1-\rho}} \left(\frac{u}{c_\phi} \right)^3$$

Поскольку в ступенях с парциальным подводом пара степень реактивности незначительна, то $\frac{v_{11}}{v_2} \approx 1$ и $\frac{1}{\sqrt{1-\rho}}$

$$\xi_v = \frac{k_e}{\sin \alpha_1} \frac{1-e}{e} \left(\frac{u}{c_\phi} \right)^3 m, \quad (4.9)$$

где $k_e = 0,065$.

В ступенях скорости потери от вентиляции возникают не только в первом, но и в последующих рядах рабочих лопаток. Поэтому в формулу (4.9) введено m — число венцов в ступени скорости.

Если предусмотрен защитный кожух, занимающий долю окружности $e_{\text{кожух}}$, то потери от вентиляции можно подсчитывать по формуле

$$\epsilon_{\text{в}} = \frac{k_{\text{в}}}{\sin \alpha_{12}} \frac{1-e}{e} \frac{0,5e_{\text{кожух}}}{e} \left(\frac{u}{c_{\phi}} \right)^3 m \quad (4.9a)$$

Помимо вентиляционных потерь в ступенях с парциальным подводом пара возникают дополнительные потери на концах дуг сопловых сегментов.

В период времени, затрачиваемого рабочими лопатками на прохождение дуги $\pi d (1-e)$, в пределах которой нет подвода парового потока к лопаткам, в каналах рабочей решетки организованное течение прекращается и в них остается застойный пар. При подходе лопаточных каналов, заполненных таким паром, к потоку, вытекающему из соплового сегмента, энергия струи частично расходуется на ускорение массы застойного пара. С другой стороны, при выходе лопаточного канала из-под струи парового потока равномерность потока нарушается, что связано с дополнительной потерей энергии.

Схематически это можно представить следующим образом (рис. 4.5). Канал рабочей решетки входит в активную зону за время t_2/u (где t_2 — шаг рабочей решетки); при этом поток у вогнутой поверхности профиля пройдет путь $w_1 t_2/u$, в то время как в том же канале на слинке профиля еще сохраняется как бы застойная зона. Такое постепенное проникновение активной струи в заполняющую канал застойную зону связано с потерями энергии.

При выходе каналов рабочих решеток из активного потока возникает аналогичная картина. Разница лишь в том, что у слинки профиля активный поток пара сохраняется, в то время как на вогнутой поверхности движение продолжается лишь по инерции. Кроме указанных потерь на концах дуг подвода пара возникают также потери от утечки и от подсоса (эжекции) пара. Струя, выходящая из крайнего соплового канала, отклоняется по направлению вращения колеса, как бы прилипая к стенке.

Измерения показывают, что в зазоре за точкой M поток движется параллельно плоскости выходных кромок сопловой решетки, т. е. имеют место значительные утечки пара, минуя каналы рабочей решетки. Эти утечки в парциальной ступени тем больше, чем выше была принята расчетная реактивность. Поэтому значительная степень реактивности при парциальном подводе резко снижает экономичность ступени и не применяется при проектировании таких ступеней.

У входного конца соплового сегмента на радиальной границе парового потока происходит эжекция пара из зазора, что также связано с дополнительными потерями. Для со-



Рис. 4.5. Схема потока на концах дуг подвода пара парциальной ступени

сращения этих потерь все же оказывается целесообразным даже в парциальной ступени применять небольшую расчетную реактивность ($\rho = 0,02 - 0,06$).

Указанные выше условия на входе в дугу соплового сегмента и выходе из нее приводят к тому, что в крайних сопловых каналах поток в значительной степени искажается по сравнению с основным потоком, что вызывает в них рост потерь. Все рассмотренные потери связаны между собой.

Возникающие по концам сопловых сегментов явления очень сложны, и приведенное выше разделение потерь на отдельные составляющие имеет условный характер. При практических расчетах для оценки потерь, возникающих на концах дуг подвода пара, можно воспользоваться полумпирической формулой

$$\epsilon_{\text{сстм}} = k_{\text{сстм}} \frac{B_1 l_2 + 0,6 B_2 l_2^2 u}{F_1} i_{\text{н}} \eta_{\phi} \quad (4.10)$$

где B_1 , B_2 и l_2 , l_2^2 ширина и высота первого и второго (в ступени скорости) рядов рабочих решеток; i число пар концов сопловых сегментов (число групп сопел).

Если ступень выполняется с полным подводом пара ($e = 1$), то следует считать $\epsilon_{\text{сстм}} = 0$, т. е. потери на краях сегментов отсутствуют. В формуле (4.10) можно принять $k_{\text{сстм}} = 0,25$. Для одновентильной ступени в числителе выражения (4.10) остается только первое слагаемое. Таким образом, при парциальном подводе пара КПД ступени снижается на величину

$$\epsilon_{\text{парц}} = \epsilon_{\text{м}} + \epsilon_{\text{сстм}} \quad (4.11)$$

При парциальном подводе пара не только снижается экономичность ступени, но и уменьшается оптимальное отношение скоростей u/c_{ϕ} , обеспечивающее наивысшую эффективность ступени.

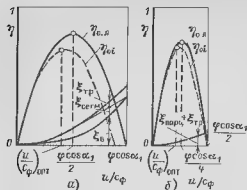


Рис 4.6. Влияние потерь от трения диска и потерь вихревых парных тупых подводом пара, на относительный внутренний КПД $\eta_{0,a}$ и оптимальное отношение скоростей u/c_ϕ для одноступенчатой (а) и двухступенчатой (б) ступени

На рис. 4.6 представлены зависимости от u/c_ϕ расчетных значений относительного лопаточного КПД активной ступени $\eta_{0,a}$, взятые из рис. 3.6 и 3.29 и подсчитанные в предположении $\rho=0=\cos\psi$, $\varphi=\cos\psi$. Здесь же для частных случаев подсчитаны в зависимости от u/c_ϕ потери при парциальном подводе $\xi_{\text{парци}}$ а также потери трения диска $\xi_{\text{тр}}$ и относительный внутренний КПД $\eta_{0,i}$, η_i и $\xi_{\text{всп}}$ с учетом этих потерь.

В связи с ростом потерь от парциальности в зависимости от u/c_ϕ согласно формулам (4.9) и (4.10) оптимальное отношение $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$, обеспечивающее максимум $\eta_{0,a}$ и $\xi_{\text{парци}}$ оказывается меньшим, чем при полном подводе пара ($e=1$). Так, например, для одноступенчатой ступени вместо $(u/c_\phi)_{\text{опт}}=0.47$ (при $e=1$) в случае парциального подвода $e=0.4$ ($\alpha_{1,0}=13^\circ$, $i=4$) оптимальное отношение скоростей уменьшается до $u/c_\phi=0.42$. Следовательно, при заданной окружной скорости располагаемый теплоперепад в этом случае следует выбрать на 25% большим, чем при полном подводе пара. Очевидно, что чем больше потери от парциальности, тем меньше оптимальное отношение скоростей. С учетом потерь на трение диска (см. § 4.1) оптимальное отношение скоростей будет еще меньшим (рис 4.6).

При проектировании ступени с парциальным подводом пара следует решить одну из задач оптимизации—какую надо выбрать степень парциальности, чтобы получить наибольший относительный внутренний $\eta_{0,i}$. Эта задача может быть решена на основании следующих соображений.

Из предварительного расчета турбины известны расход пара, параметры пара перед и за ступенью, а также диаметр ступени, выбранный так, чтобы обеспечить наимыгоднейшее отношение u/c_ϕ .

Из уравнения неразрывности находятся выходная площадь соплового аппарата F_1 и произведение cl_1 . Выбрав угол

$\alpha_{1,1}$ и варьируя высоту l_1 при неизменной площади F_1 , можно подсчитать потери при обтекании сопловых и рабочих решеток, а также потери на концах дуг пара сопловых сегментов и потери на вентилировании. Парциальность $e_{\text{опт}}$, при которой суммарные потери имеют наименьшее значение, является оптимальным и обеспечивает наибольший КПД ступени $\eta_{0,i}$.

Решение этой задачи можно найти аналитически. Потери в сопловой и рабочей решетках для одноступенчатой ступени можно записать так.

$$\xi_c + \xi_p - \xi_c \left(\frac{c_{1u}}{c_\phi} \right)^2 + \xi_p \left(\frac{n_{2u}}{c_\phi} \right)^2$$

Потери в зависимости от высоты решетки могут быть выражены суммой, например

$$\xi_c = \xi_{\text{сп}} + a_1 \frac{b_1}{l_1} = \xi_{\text{сп}} + \frac{b_1 e}{cl_1} a_1,$$

где $\xi_{\text{сп}}$ — профильные потери, т. е. потери для решетки большой высоты ($l_1 \rightarrow \infty$), а $a_1 b_1/l_1$ — концевые потери, т. е. потери, вызванные конечной высотой решетки (a_1 — опытный безразмерный коэффициент, который может быть взят из аэродинамических характеристик решеток).

Тогда сумма потерь в ступени, зависящих от высоты лопаток l или от степени парциальности e , запишется следующим образом:

$$\sum \xi = \Delta \xi_c + \Delta \xi_p + \xi_{\text{всп}} + \xi_{\text{всп}} - \frac{a_1 b_1}{cl_1} \left(\frac{c_{1u}}{c_\phi} \right)^2 e + \frac{a_2 b_2}{cl_2} \left(\frac{n_{2u}}{c_\phi} \right)^2 e + \frac{k_{\text{всп}}}{\sin \alpha_{1,0}} \left(\frac{u}{c_\phi} \right)^3 \frac{1}{e} + \frac{k_{\text{всп}} b_2}{\pi d \sin \alpha_{1,0}} \frac{l_2}{l_1} \frac{u}{c_\phi} \eta_{0,i} \frac{1}{e}. \quad (4.12)$$

Здесь для упрощения записи принято $B_2 \approx b_2$.

Имея в виду, что при изменении парциальности e произведение cl_1 остается постоянным, и считая также остальные величины не зависящими от e , можно, продифференцировав уравнение (4.12) по e , приравняв полученное выражение нулю и решив его относительно e , найти оптимальную парциальность, при которой сумма потерь ступени имеет минимум.

Пронизведя необходимые вычисления, найдем оптимальную парциальность

$$e_{\text{опт}} = k_{\text{опт}} \sqrt{cl_1}, \quad (4.13)$$

для одноступенчатых ступеней

$$e_{\text{опт}}^1 = (4 \div 6) \sqrt{cl_1}, \quad (4.14)$$

для двухвечных ступеней скорости

$$e_{\text{опт}}^{\text{II}} (2,5 : 4) \sqrt{c_{\text{I}}}. \quad (4.14a)$$

Здесь I_1 — в м.

Если по расчету окажется, что $e_{\text{опт}} > 1$, то следует принять $e = 1$, а в случае регулирующей ступени, в которой необходимы перегородки между группами сопел, $e_{\text{макс}} = 0,8 \dots 0,97$ в зависимости от конструкции сопловых коробок (см. рис. 4.32).

На рис. 4.7 для примера представлены графики отдельных составляющих потерь в ступени с парциальным подводом в зависимости от степени парциальности. Из этих графиков видно, что в зоне оптимальной степени парциальности с опт. кривая КПД ступени довольно пологая. Поэтому часто, выбирая e , отклоняются от значения $e_{\text{опт}}$, чтобы повысить надежность

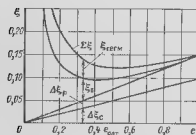


Рис. 4.7 Изменение потерь в ступени нагнетного типа в зависимости от парциальности

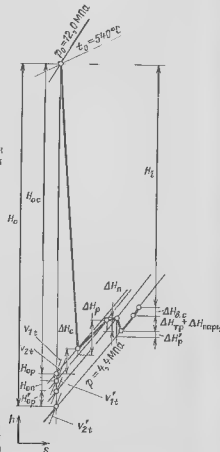


Рис. 4.8. Процесс расширения пара в б-дизграммме для двухступенной ступени скорости (к параметру расчета)

760

лопаток и учесть требования унификации с другими турбинами. В частности, для промежуточных ступеней турбины при оптимальных значениях степени парциальности $e_{\text{опт}} > 0,7$ обычно принимают полный подвод пара, чтобы снизить динамические напряжения в рабочих лопатках. При этом можно уменьшить хорду профиля и тем самым компенсировать снижение КПД ступени за счет отклонения от $e_{\text{опт}}$.

Если в ступени предпринимается специальные меры для уменьшения концевых потерь в решетках (см. § 2.4) то коэффициенты в формулах (4.14) и (4.14а) увеличиваются и оптимальная степень парциальности возрастает.

Пример 4.1. Расчет двухступенчатой ступени скорости

Требуется рассчитать ступень при заданных параметрах: начальное давление p_0 12,0 МПа, начальная температура t_0 540 °C. Расход пара $G = 48,7$ кг/с, частота вращения турбины n 50 1/с.

Весь расчет ступени сведен в табл. 4.1. На основании конструктивных соображений и вариантов проработок всей турбины выбран средний диаметр ступени $d = 1,1$ м. С учетом снижения оптимального отношения скоростей за счет потерь от трения диска и парциального подвода примем $u/c_{\phi} = 0,22$.

Тогда $c_{\phi} = \frac{u}{u/c_{\phi}} = 76,5$ м/с и расчетный КПД ступени

$$\eta_0 = \eta_0' \cdot \eta_0'' = 0,85 \cdot 0,98 = 0,833 \text{ Дж/кг} \cdot 0,833 = 0,698 \text{ Дж/кг}$$

Примем небольшую реактивность в рабочих и поворотной решетках, а именно $p_1 = 0,02$, $p_2 = 0,03$, $p_3' = 0,05$.

С помощью h - s -диаграммы (рис. 4.8) или аналитически (приложение 1) находим давления пара за сопловой решеткой p_1 , за первой рабочей решеткой p_2 за поворотной p_3' и за всей ступенью p_3 . Отношение давлений в сопловой решетке составляет $\pi_1 = p_1/p_0 = 0,408$, т. е. меньше критического $\pi_{cr} = 0,546$. Следовательно, сопловую решетку следует выбрать расширяющейся (типа Р) или суживающейся.

Находим число Ма $Ma_1 = 1,23$. В связи с тем что степень расширения решетки типа Р при этом числе Ма будет небольшой а расширяющаяся решетка при отклонении от расчетного режима будет обтекаться со значительными потерями энергии (см § 2.5), выберем суживающуюся решетку типа Б.

Учитывая, что режим истечения является критическим, вычислим выходную площадь сопловой решетки по формуле (2.18) с учетом (2.48)

$$F_1 = \frac{G}{\gamma_{cr} \sqrt{p_0 h_0}} = 0,00369 \text{ м}^2,$$

здесь $\gamma = 0,667$ (из табл. 2.1), $h_0 = 0,0288$ м²/кг, коэффициент расхода в первом приближении примем $\mu = 0,97$. При такой малой площади следует выбрать сопловую решетку с небольшим углом α_1 , что позволит получить приемлемые значения высот лопаток и относительно небольшую энергию выхода на скорости, которая в данной ступени полностью теряется. Выберем $\alpha_1 = 12^\circ$ и тем самым сопловую решетку С-90-12 Б.

Таблица 4.1 Пример расчета дуговой ступени скорости

Наименование	Решетки			Примечание
	основная	1-я рабочая	2-я рабочая	3-я рабочая
Расход пара G , кг/с Средний диаметр d , м Осушающая скорость h , м/с Начальное давление p_0 , МПа Начальная температура t_0 , °C Отношение скоростей u_0/u_1 Располагаемый теплоперепад ступени H_0 , кДж/кг Степени реактивности ρ Располагаемый теплоперепад решет. кДж/кг	— 277,6	0,0 6,2	0,01 9,3	0,05 15,4
Скорость входа, м/с Теоретическая скорость выхода c_{10} , м/с Давление пара за решеткой p_1 , p_2 , МПа	0 745,1	540,4 560,6	358,7 387,8	207,0 271,4
Удельный объем пара за решеткой v_{10} , м ³ /кг Число M_{10} , M_2 Коэффициент расхода μ Выходная площадь F_1 , F_2 , м ²	0,0574 1,33 0,970 0,00569	0,0584 0,92 0,945 0,00537	0,0599 0,64 0,954 0,00799	0,0625 0,45 0,956 0,018
Эффективный угол выхода α_1 , β_2 , град	12,0	15,3	20,0	26,5
Угол входа α_0 , β_1 , град Решетка Степень паризальности ϵ Выходная высота, отстой l , мм Хорда профиля b , мм	90 С-60-125 218 50	107 Р-27-14Б 250 50	22,8 Р-30-31А 0,237 28,5 40	36,0 Р-35-25А — 32,5 50
Толщина выходной крошки Δp , мм Относительный шаг t Число лопаток Коэффициент скорости ϕ , ψ Действительная скорость выхода c_1 , м/с	0,8 0,82 20 0,962 716,8	0,8 0,65 106 0,932 521,5	0,6 0,635 136 0,940 760,8	0,7 0,55 126 0,938 794,0
Угол выхода α_1 , β_2 , град	12,8	15,3	20,0	26,5
Угол γ_1 , град Потери энергии в решетке ΔH , кДж/кг Потери с выходной скоростью ΔH_1 , кДж/кг	20,7	63,8 20,6 7,9	8,6	4,4
Для сопловой решетки с учетом отклонения в косом срезе	—	—	—	—

Продолжение табл. 4.1

Наименование	Решетки				Примечание
	сопловая	1-я рабочая	поворотная	2-я рабочая	
Относительный толщинный КПД $\eta_{\text{от}}$ Потери на трение диска $\epsilon_{\text{тр}}$ Дозирующие, зазоры кожухом, $\epsilon_{\text{заз}}$ Число пар концев дуг ползунков пара 2		0,799 0,002 0,6			Средняя величина $\eta_{\text{от}}$ по двум способам — — —
Потери от парциальности $\epsilon_{\text{пар}}$ Относительный внутренний КПД $\eta_{\text{вн}}$ Использованный температурный коэффициент $\eta_{\text{т}}$ Внутренняя мощность ступени N, кВт		0,062 0,715 22,67 11,040			— — — —

Далее подсчитываем

$$el_1 = \frac{F_1}{\pi d_{\text{ср}} \alpha_{12}} = 0,00514 \text{ м}$$

По упрощенной формуле (4.14а), приняв $k_{\text{отт}}^{\text{II}}$ 3,3, находим оптимальную степень парциальности

$$\epsilon_{\text{отт}} = 3,3 \sqrt{el_1} = 0,237$$

и высоту сопловой лопатки $l_1 = el_1 \epsilon = 0,0217 \text{ м}$ 217 мм

Для определения размеров других решеток ступени, так как $M < 1$ исто известны уравнения изразынности, куда подставляются теоретические скорости и удельные объемы по состоянию за решетками (а не критическим) причем ϵ_1 принимается на основании изогетропе (рис. 4.8)

Хорды профилей всех решеток выбираются из конструктивных соображений с последующей проверкой прочности, которая в данном примере проводится только по изгибным напряжениям (табл. 4.1). Коэффициенты скорости и расхода для всех решеток в данном примере определяются по упрощенным формулам табл. 2.2 и зависят только от относительных высот лопаток. При этом для поворотной решетки используются формулы, записанные для рабочих решеток. Кроме сопловой решетки, где при $M_{\text{из}} > 1$, следует учитывать отклонение потока в косом срезе, в остальных решетках принимается угол выхода, равный эффективному углу

Для сужающихся сопловых решеток угол выхода подсчитывается по формуле (2.53)

$$\sin \alpha_1 = \sin \alpha_{12} \frac{\epsilon_{\text{отт}} \sin \alpha_{12}}{v_{\text{ср}} \epsilon_{12} q}$$

здесь $q = f(t_1)$ принимается по формуле приложения 2 или по рис. 7.2

Проверка изгибных напряжений проводится для первой, где

$$R_1^{\text{I}} = G(t_1 \cos \alpha_1 + \epsilon_2 \cos \alpha_2) = 50 \text{ 200 Н.}$$

$$\sigma_{\text{из}}^{\text{I}} = \frac{R_1^{\text{I}} l_2}{2 \pi_{\text{ср}}^{\text{I}} H_{\text{из}}^{\text{I}}} = 8,0 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx 8,0 \text{ МПа} \quad (H_{\text{из}}^{\text{I}} = 3,12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3).$$

и второй рабочих решеток

$$R_2^{\text{II}} = G(t_1 \cos \alpha_1' + \epsilon_2' \cos \alpha_2) = 19 \text{ 200 Н.}$$

$$\sigma_{\text{из}}^{\text{II}} = \frac{R_2^{\text{II}} l_2}{2 \pi_{\text{ср}}^{\text{II}} H_{\text{из}}^{\text{II}}} = 8,2 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx 8,2 \text{ МПа} \quad (H_{\text{из}}^{\text{II}} = 1,28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3).$$

Так как $\sigma_{\text{из}}^{\text{I}}$ и $\sigma_{\text{из}}^{\text{II}}$ оказались существенно меньше допускаемых $\sigma_{\text{из}}^{\text{доп}} = 15 \text{--} 40 \text{ МПа}$, то нет необходимости в выборе иной, большей хорды лопаток

Скорости, а также входные углы для всех решеток ступени определяются по формулам § 3.3 и построенным треугольникам скоростей (рис. 3.9). Проточная часть рассчитанной ступени показана на рис. 4.10.

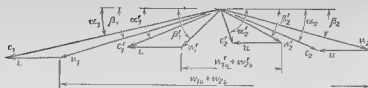


Рис 4.9 Треугольники скоростей двухступенчатой ступени скорости (в примере расчета)

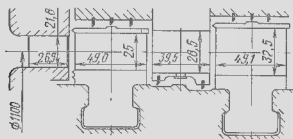


Рис 4.10 Проточная часть двухступенчатой ступени скорости (в примере расчета)

После определения потерь в решетках и потерь с выходной скоростью можно подсчитать относительный полный КПД ступени $\eta_{\text{пол}}$

$$\eta_{\text{пол}} = 1 - \frac{\Delta H_c + \Delta H_p + \Delta H_r + \Delta H_{\text{вс}}}{H_0} = 0,798$$

Этот КПД можно вычислить также непосредственно из треугольников скоростей

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{u_1(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) + (c_1' \cos \alpha_1' + c_2' \cos \alpha_2')}{H_0} = 0,799$$

что в пределах точности расчета совпадает с ранее найденной величиной.

Для определения относительного внутреннего КПД и мощности ступени необходимо найти потери на границе диска и потери, вызванные парциальным подводом пара.

Для вычисления потерь на трение диска находим по рис 4.2 коэффициент $k_{\text{тр}} = f(Rc_{\text{д}}, s/r)$ где $Rc_{\text{д}} = 5 \cdot 10^2$, а $s/r = 0,05$. Тогда по (4.5) получаем

$$\xi_{\text{тр}} = k_{\text{тр}} \frac{d^2}{l} \left(\frac{u}{c_0} \right)^2 = 0,002$$

Очевидно, что поскольку $\xi_{\text{тр}}$ и $\xi_{\text{пр}}$ в согласно формулам (4.6) и (4.7) намного меньше, чем $\xi_{\text{вс}}$, то в данном случае можно пренебречь потерями, вызванными парциальным подводом пара, подсчитывая по формулам (4.9а) и (4.10). Примем, что при рассматриваемом режиме работы ступени подвод пара осуществляется сопловыми сегментами с двумя парами концов дуг, т.е. $t = 2$

Для уменьшения вентиляционных потерь имеется кожух, закрывающий $\epsilon_{\text{кож}} = 0,6$. Здесь $\epsilon = 1 - \epsilon_{\text{кож}} = 0,22 + 0,60 < 1$. Потери $\xi_{\text{вент}}$ находим как

$$\xi_{\text{вент}} = \xi_{\text{в}} + \xi_{\text{вент}} = \frac{2k_{\text{в}}}{\sin \alpha_1} \frac{1}{e} \frac{0,5 \epsilon_{\text{кож}}}{\left(\frac{u}{c_0} \right)} + k_{\text{вент}} \frac{B_2 I_2 + 0,6 B_2 I_2}{F_1} \frac{u}{c_{\text{ш}}} \frac{v}{v_{\text{ш}}} = 0,062$$

Относительный внутренний КПД ступени находим по формуле

$$\eta_{\text{вн}} = \eta_{\text{пол}} - \xi_{\text{вент}} = 0,735$$

Использованный теплоперепад $H_0 = 226,7$ кДж/кг, и внутренняя мощность ступени $N_1 = GH_0 = 11,040$ кВт.

Полученный в расчетной ступени невысокий КПД вызван значительными конечными потерями в рабочей решетке первого ряда, сопловой и поворотной решетках. Второй причиной невысокого КПД являются большие потери, связанные с парциальным подводом пара, главным образом потери по концам дуг. Уменьшение этих потерь при столь малой степени ширины возможно за счет компактного расположения сопловых сегментов и сокращения числа пар концов до $t = 1$.

4.3. ПОТЕРИ ОТ УТЕЧЕК В СТУПЕНИ

Помимо основного рабочего потока пара G , протекающего через сопловые и рабочие решетки, в ступени возникает ряд протечек пара, которые снижают ее КПД. Для уменьшения утечки пара в паровых турбинах широкое распространение получили лабиринтовые уплотнения.

Схема лабиринтового уплотнения показана на рис. 4.11. Уплотнение состоит из ряда последовательных узких проходных сечений и относительно широких камер. Это достигается применением гребешков, острия которых близко подходят к ротору турбины. За местным сужением проходного сечения следует расширительная камера. При протекании через суженное сечение происходит ускорение парового потока,

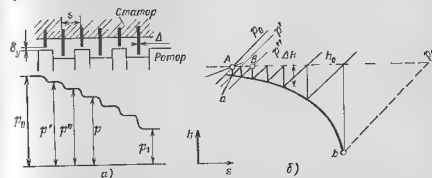


Рис 4.11 Схема лабиринтового уплотнения (а) и процесс расширения пара и h, s диаграмма (б)

по выходе из зазора уплотнения пар приобретает скорость c .

В расширительной камере уплотнения кинетическая энергия $c^2/2$ парового потока тратится и переходит в тепловую. Проходя через следующий зазор, пар вновь приобретает скорость, с тем чтобы загормозиться в очередной расширительной камере уплотнения. Таким образом, процесс протекания пара через уплотнение сводится к последовательно чередующимся ускорению парового потока и ташению кинетической энергии потока. Чем больше число гребней имеет лабиринт, тем больше его сопротивление и тем меньше количество пара протекает через лабиринт при заданных параметрах.

Процесс расширения пара в лабиринтовом уплотнении на h_c -диаграмме может быть изображен следующим образом (рис. 4.11, б). Если начальное состояние пара перед лабиринтом определяется точкой A , то ускорение пара в зазоре первого гребня уплотнения происходит вследствие расширения до некоторого промежуточного давления p .

В расширительной камере при неизменном давлении кинетическая энергия гасится, переходя в тепло, чему соответствует повышение энтальпии пара до начального уровня h_0 . Дальше пар вновь расширяется до давления p' и начальной энтальпии (точка B). Точно так же протекает процесс в последующих зазорах лабиринта до тех пор, пока не будет достигнуто противодавление p_k . Изменение давлений пара по длине уплотнения показано ступенчатой линией на диаграмме на рис. 4.11, а.

Рассмотрим уплотнение, имеющее одинаковые площади суженных сечений $F_0, \pi d_s \delta_s$, где δ_s радиальный зазор в уплотнении, d_s диаметр уплотнений. Поскольку расширение пара при течении через уплотнение связано с увеличением объема пара, скорость пара в зазорах лабиринта постепенно возрастает от одного гребня к другому и соответственно возрастают теплоперепады Δh , вызывающие ускорение пара в каждом зазоре лабиринта.

Если в каждой расширительной камере кинетическая энергия, с которой пар протекает через предшествующее суженное сечение, гасится полностью, то точки, соответствующие состоянию пара в расширительной камере каждого лабиринта, ложатся на линию начальной энтальпии, а точки состояния пара в суженных сечениях совпадают с линией ab , построенной для постоянного отношения G_s/F_s (так называемая линия Фанно).

Поток пара через лабиринтовое уплотнение следует рассматривать как поток через ряд последовательных отверстий с острой кромкой. В отличие от плавно сужающегося сопла, в котором струя пара или газа за выходной границей сопла

обладает практически таким же сечением, как и выходное сечение сопла, так что коэффициент расхода сопла близок к единице, при истечении из отверстия с острой кромкой в дозвуковой области сечение струи сужается и коэффициент расхода, представляющий собой отношение расхода через зазор с острой кромкой к расходу через сопло той же выходной площади и при том же отношении давлений, составляет $\mu_c = 0,63 - 0,68$.

По мере понижения давления на выходе из отверстия коэффициент расхода не сохраняется постоянным, а растет и достигает при малых значениях давления на выходе величины $\mu_c = 0,85$; поэтому при истечении из отверстия с острой кромкой расход пара продолжает возрастать, даже когда отношение давлений ϵ становится ниже критического ϵ_{cr} .

Наибольший расход перегретого водяного пара по опытным данным достигается при понижении давления до $\epsilon_{cr} = 0,13$ и при дальнейшем уменьшении ϵ расход сохраняется постоянным (рис. 4.12).

Изменение расхода пара в зависимости от отношения давлений может быть, как и в случае суживающегося сопла, с достаточной степенью точности представлено уравнением (2.21). Если принять $q = G/G_{cr}$, где G_{cr} критический расход при начальном давлении p_0 , то очевидно, что критический расход при другом, меньшем давлении p_0 и $T_{00} = T_0 \text{ const}$ будет равен

$$G_{cr} - G_{cr0} \frac{p_0}{p_{00}} \cdot G_{cr0} \epsilon_0$$

Тогда

$$q = \frac{G}{G_{cr0}} \sqrt{1 - \left(\frac{p}{p_0} \frac{p_{cr}}{p_{cr0}} \right)^2} \epsilon_0 \sqrt{\epsilon_0^2 \left(\frac{1 - \epsilon_{cr0} \epsilon_0}{1 - \epsilon_{cr}} \right)^2}; \quad (4.15)$$

здесь $\epsilon = p/p_0$ [подробный вывод (4.15) дается в § 7.1].

По аналогии для отверстия с острой кромкой, критический расход для которого при начальном давлении p_0 равен G_{cr} , можно записать

$$q = \frac{G}{G_{cr}} \sqrt{1 - \epsilon^2} \left(\frac{1 - \epsilon_{cr0} \epsilon_0}{1 - \epsilon_{cr}} \right)^2, \quad (4.16)$$

где для перегретого пара надо подставлять величину $\epsilon_{cr} = 0,13$



Рис. 4.12. Отношение расхода перегретого пара через суживающееся сопло и отверстие с острой кромкой $q = G/G_{cr0}$

Максимальный расход через отверстие с острой кромкой в этом случае следует определять по формуле, которая отличается от формулы критического расхода для сужающегося сопла (см. табл. 2.1) введенным коэффициентом расхода μ_y :

$$G_{\text{кр}} = \mu_y \chi F_y \sqrt{p_0 / v_0}. \quad (4.17)$$

Падение давления в гребнях лабиринтового уплотнения можно также подсчитать аналогично.

Формула (4.16) может быть преобразована и приведена к следующему виду:

$$(1 - \epsilon_n)(\epsilon_0^2 - \epsilon^2) - \epsilon_n(\epsilon_0 - \epsilon)^2 - (1 - \epsilon_n)^2 q^2. \quad (4.18)$$

Записав такие уравнения для всех z гребней уплотнения, произведем суммирование их левых и правых частей:

$$(1 - \epsilon_n) \sum_1^z (\epsilon_0^2 - \epsilon^2) - \epsilon_n \sum_1^z (\epsilon_0 - \epsilon)^2 - (1 - \epsilon_n)^2 q^2 z. \quad (4.19)$$

Замечая, что конечное давление ϵ для гребня n равно начальному ϵ_0 для гребня $n+1$ и что для первого гребня $\epsilon_0 = 1$, находим выражение первой суммы левой части равенства (4.19):

$$\sum_1^z (\epsilon_0^2 - \epsilon^2) = 1 - \epsilon_z^2.$$

В результате уравнение упростится и примет вид

$$(1 - \epsilon_n)(1 - \epsilon_z^2) - \epsilon_n \sum_1^z (\epsilon_0 - \epsilon)^2 - (1 - \epsilon_n)^2 q^2 z.$$

Если число гребней велико и понижение давления в каждом гребне уплотнения $\Delta \epsilon = \epsilon_0 - \epsilon$ малая величина, то можно пренебречь суммой квадратов этих малых величин и, решая уравнение относительно q , найдем

$$q = \sqrt{\frac{1 - \epsilon_z^2}{z(1 - \epsilon_n)}}. \quad (4.20)$$

Следует отметить, что расход пара через уплотнение обратно пропорционален корню квадратному из числа гребней z .

В том случае, когда отношения давлений ϵ в гребнях уплотнения малы, что имеет место при небольшом числе гребней и малом отношении давлений во всем уплотнении, пренебрежение членами $\Delta \epsilon^2$ может привести к существенной ошибке. В этом случае можно приближенно принять

$$\sum_1^z (\epsilon_0 - \epsilon)^2 \approx \left(1 - \frac{\epsilon_z}{z}\right)^2$$

и получить окончательное выражение для относительного расхода пара

$$q = \sqrt{\frac{1 - \epsilon_z^2}{(1 - \epsilon_n)z} - \frac{\epsilon_n(1 - \epsilon_z)^2}{(1 - \epsilon_n)^2 z^2}}, \quad (4.21)$$

которое достаточно точно для любого числа гребней

Практически при расчетах утечки в уплотнениях паровых турбин нельзя считать, что кромка гребня является абсолютно острой; более того, при эксплуатации обычно она несколько стачивается и истечение пара через зазор увеличивается. Если принять, что утечка через каждый зазор соответствует расходу через сопло такой же площади F_y , то $\mu \rightarrow 1$, $\epsilon_n \rightarrow 0,546$ и тогда

$$G_1 = \frac{0,667}{\sqrt{1 - 0,546}} F_y \sqrt{p_0 / v_0} \sqrt{\frac{1 - \epsilon^2}{z}} \approx F_y \sqrt{p_0 / v_0} \sqrt{\frac{1 - \epsilon^2}{z}}.$$

В действительности

$$G_y = \mu_y F_y \sqrt{p_0 / v_0} \sqrt{\frac{1 - \epsilon^2}{z}}, \quad (4.22)$$

где μ_y — эмпирический коэффициент расхода, который можно взять по опытам МЭИ (рис. 4.13)

Все предыдущие выводы относились к идеальному лабиринтовому уплотнению, для которого предполагалось, что в каждой расширительной камере кинетическая энергия струи пара, вытекающей из предыдущего сужения, полностью гасится.

Такое предположение соблюдается достаточно точно для ступенчатого уплотнения, схематически изображенного на рис. 4.12, в котором осуществляется не только расширение сечения струи, но и поворот струи в каждой камере уплотнения.

Ступенчатое уплотнение обладает, однако, тем недостатком, что при осевом перемещении вала, которое возникает при прогреве и охлаждении турбины, выступы (ступеньки) на валу (или в корпусе) могут срезать неподвижные острые гребни, связанные с корпусом. Поэтому ступенчатое уплотнение выполняется, как правило, вблизи упорного подшипника, где осевые смещения вала невелики.

На значительном расстоянии от упорного подшипника приходится делать большие осевые расстояния между выступами на валу или применять конструкцию бесступенчатого (прямоточного) уплотнения, показанную на рис. 4.14, а, которая, однако, значительно менее эффективна, чем ступенчатое уплотнение. Здесь вал выполнен гладким, пар, вытекающий из суженного сечения (зазора) в камеру, подходит к месту следующего зазора со значительной скоростью

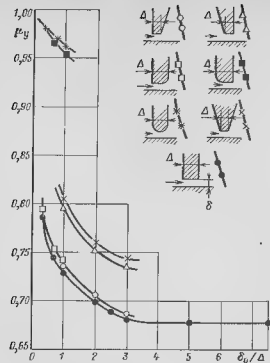


Рис. 4.13 Коэффициент расхода μ для уплотнений различной формы и относительных размеров

Расход пара в прямооточном уплотнении в большой степени зависит от отношения радиального зазора между гребнем уплотнения и валом к шагу уплотнения, т.е. к расстоянию между двумя соседними гребнями δ/s (обозначения указаны на рис. 4.14, а).

На рис. 4.14, б приведены поправочные коэффициенты k_s , на которые следует умножить подсчитанный по формуле (4.22) расход пара в том случае, когда уплотнение выполнено по типу, показанному на рис. 4.14, а.

Эти поправочные коэффициенты зависят не только от отношения δ/s , но также и от абсолютного числа гребней в уплотнении. Коэффициент k_s растет с увеличением количества гребней и отношения δ/s (рис. 4.14, б).

В тех местах турбины (не столь далеко расположенных от опорного подшипника), где можно допустить небольшие радиальные зазоры в уплотнениях, а ступенчатое уплотнение недопустимо в связи с большим расстоянием от опорного подшипника, целесообразным может оказаться двойное, па-

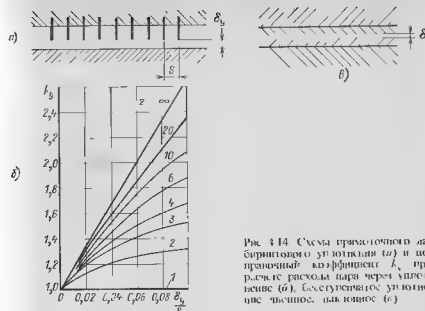


Рис. 4.14 Схема прямооточного лабиринтного уплотнения (а) и поправочный коэффициент k_s при расчете расхода пара через уплотнение (б), бесступенчатое уплотнение (вместо ступенчатого) (в)

клонное бесступенчатое уплотнение (рис. 4.14, в).

В промежуточной ступени активного типа, которая, например, показана на схеме на рис. 4.15, а, часть пара $G_{11} \Delta G_{12}$, минуя основную решетку, проходит через зазор между ротором и уплотнением диафрагмы. Кроме того, если ступень работает со степенью реактивности $\rho > 0$ и давление перед рабочими лопатками p_{11} выше, чем давление p_{12} , то часть пара $G_{21} \Delta G_{11}$, обтекает лопатку над баллажом и не создает полезной работы в ступени.

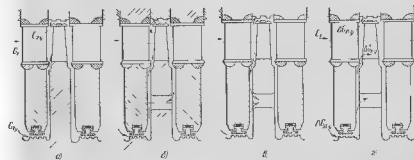


Рис. 4.15 Различные схемы протекания пара в ступени диафрагменной кондукции

Наряду с этим случаем в различных конструкциях ступени могут возникать перетекания и по другим направлениям.

Б.т.н. например, в активного типа ступени диски выполнены с разгрузочными отверстиями (рис 4.15, б), которые должны предотвратить возникновение значительной разности давления по обе стороны диска и связанное с этим увеличение осевого усилия, то при чисто активном облопачивании диска ($p=0$) струя пара, вытекающего из сопловой решетки, подсасывая пар из зазора, может создать разрежение перед диском, в результате чего возникает поток через разгрузочное отверстие, направленный навстречу движению пара в турбине.

Чаше возникает другой случай утечки, представленный на схеме на рис 4.15, в, когда даже при небольшой степени реактивности пар, выходящий из сопловой решетки, обходит лопатки не только поперек выходящего, но направляется также через разгрузочные отверстия, как показано стрелками, т.е. возникает корневая утечка, когда через рабочую решетку проходит пар в количестве

$$G_z = G - G_{\Delta y}, \quad \Delta G_z = -\Delta G_{\Delta y}.$$

Наконец, возможен и промежуточный случай, когда через разгрузочные отверстия протекает часть пара, протекающего в камеру ступени через уплотнение диафрагмы, в то время как другая часть этого пара подсасывается струей выходящего из сопловой решетки потока (рис. 4.15, г). В этом случае через рабочую решетку проходит пар в количестве

$$G_z = G - \Delta G_{\Delta y} - \Delta G_{\Delta y} + \Delta G_{\Delta y}.$$

Снижение КПД ступени от протечек в ней определяется, с одной стороны, тем, что какое-то количество пара, проходя мимо рабочей решетки, не совершает в ней полезной работы, с другой, тем, что в рабочую решетку попадает пар $\Delta G_{\Delta y}$, не обладающий скоростью, основного потока и его направлением и оказывающий тормозящее воздействие на основной поток, искажающий нормальный характер обтекания решетки (случай на рис. 4.15, а, б и г).

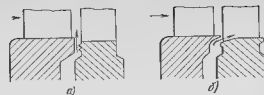
Если условно разделить эти воздействия на экономичность ступени, то можно представить потери от утечек в ступени активного типа (диафрагменной конструкции) как сумму

$$\xi_z = \xi_{\Delta y} + \xi_{\Delta y} + \xi_{\Delta y}, \quad (4.23)$$

Первая составляющая $\xi_{\Delta y}$ определяется тем, что часть пара минует сопловую решетку и проходит через диафрагменное уплотнение. Снижение КПД ступени от этого равно

$$\xi_{\Delta y} = \frac{\Delta G_{\Delta y}}{G} \eta_{\Delta y}, \quad (4.24)$$

Рис 4.16. Различные схемы корневых утечек пар в ступени активной типа: а) радиальное направление подсоса, б) радиальное направление подсоса, близкое к направлению основного потока



несколько, если бы утечка отсутствовала, пар работал бы в ступени с $\eta_{\Delta y}$.

Строго говоря, так можно подсчитать потери только в случае, показанном на рис. 4.15, в, когда вся протечка через диафрагменное уплотнение $\Delta G_{\Delta y}$ проходит через разгрузочные отверстия, не попадая в каналы рабочей решетки.

В соответствии с (4.22) получаем приближенную формулу

$$\xi_{\Delta y} = \frac{\mu_1 \mu_2 F_z}{\mu_1 F_1 \sqrt{z_2}} \eta_{\Delta y}, \quad (4.25)$$

здесь $F_z = \pi d_z \delta_z$ — площадь зазора в уплотнении; F_1 — выходящая площадь сопловой решетки; μ_1 и μ_2 — коэффициенты расхода в сопловой решетке и зазоре уплотнения; z_2 — число реберчков в уплотнении; k_z — коэффициент, учитывающий протечки, если уплотнение прямоугольного типа.

Вторая составляющая потеря $\xi_{\Delta y}$, связана с протечкой, подсасываемой через корневой зазор $\Delta G_{\Delta y}$. Если $\Delta G_{\Delta y} = 0$, то и $\xi_{\Delta y} = 0$. В конструкции с диском без разгрузочного отверстия $\Delta G_{\Delta y} = -\Delta G_{\Delta y}$. Подсасываемый в корневой зазор пар тормозит основной поток, уменьшает коэффициенты скорости ϕ и ψ в решетках.

Потери от подсоса зависят от формы профиля и канала корневой зоны рабочей решетки: чем ниже степень реактивности $p_k = 1 - (1 - p)(1 + 1.7/d)$, см. (3.80), т.е. чем меньше конфузурность рабочей решетки, тем в большей мере решетка чувствительна к изменению условий на входе, тем больше влияние подсоса. При $\Delta G_{\Delta y} > 0$ особенно неблагоприятны ступени, рассчитанные на отрицательную реактивность $p_k < 0$. При $p_k = 0$ и радиальном направлении подсоса (рис. 4.16, а)

$$\xi'_{\Delta y} = \frac{\Delta G_{\Delta y}}{G} \eta_{\Delta y}, \quad (4.26)$$

Если согласно предложению МЭИ направление течения подсасываемого пара организовать близким к направлению основного потока (рис. 4.16, б), то можно считать, что

$$\xi'_{\Delta y} \approx 0.5 \frac{\Delta G_{\Delta y}}{G} \eta_{\Delta y}, \quad (4.27)$$

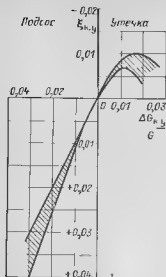


Рис 4 17 Влияние корневой протечки на экономичность ступени активного типа

Есть в диске ступени имеются разгрузочные отверстия, то в ступень подсасывается будет только часть пара, прошедшего через диффрагменное уплотнение (рис 4 15, в), за исключением случая, когда пар подсасывается через разгрузочные отверстия из камеры за диском (рис 4 15, б).

Накопел, как показано на рис. 4 15, в, возможна утечка пара через корневой зазор. В этом случае кроме части пара $\Delta G_{кв}$, утечки через диффрагменное уплотнение в рабочую решетку, не

совершая в ней полезной работы, не попадает еще и $\Delta G_{кв}$.

Однако, как видно из рис 4 17, при небольшой утечке тем меньшей, чем длиннее лопатки (примерно до $\Delta G_{кв}/G < 0,015 - 0,025$), КПД ступени даже возрастает. Это объясняется тем, что часть пара, приходящего к корневой горцевой стенке сопловой решетки, из-за трения об эту стенку, вторичных потерь, вихревого характера потока имеет очень малую по сравнению с расчетной скоростью c_1 и тем самым угол входа относительной скорости β_1 существенно отличающийся от расчетного, оптимального. Эта часть пара, попадая в корневую зону рабочей решетки, существенно снижает эффективность зоны. Поэтому отсос этой части пара бандажировано сказывается на экономичности ступени. И только при значительной корневой протечке ($\Delta G_{кв}/G > 0,02 - 0,025$) КПД ступени из-за утечки будет снижаться.

При $\Delta G_{кв}/G = 0,00 - 0,01$ можно принять $\xi_{кв} \approx 0$, при $\Delta G_{кв}/G > 0,01$ снижение КПД ступени от корневой утечки составят

$$\xi_{кв}'' = 0,7 \left(\frac{\Delta G_{кв}}{G} - 0,01 \right) \eta_{оп} \quad (4 2b)$$

Следует отметить, что, выбрав соответствующие значения зазоров в ступени и разгрузочных отверстий на дисках, можно повысить КПД ступени и компенсировать потери через диффрагменное уплотнение $\xi_{дв}$. Эта возможность является одним из часто используемых преимуществ активного типа ступеней

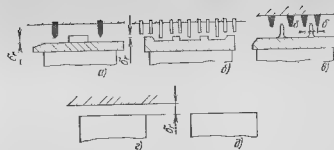


Рис 4 18 Различные типы лабиринтных уплотнений

а - лабиринтное уплотнение обычного типа, б - разнотипное (с безленточным и ленточным уплотнением), в - лабиринтное уплотнение с лабиринтным уплотнением, г - лабиринтное уплотнение с лабиринтным уплотнением, д - лабиринтное уплотнение с лабиринтным уплотнением.

по сравнению с реактивными ступенями (см. ниже, рис. 4 19 и 4 20).

Определить направление и величину протечки через корневой зазор можно по балансовому уравнению расходов, рассмотренному ниже, в § 5.5, посвященном осевым усилиям. Поскольку влияние этих протечек на осевые усилия и тем самым на надежность турбины более существенно и более важно, чем на экономичность ступени, именно в § 5.5 представимы и формулы, и коэффициенты потерь являются потери от протечек

поверх рабочих лопаток, и они принципиально различны для ступени с обдаженными рабочими лопатками и в ступени с лопатками без бандажа. В первом случае практически можно считать, что снижение КПД равно величине этой протечки $\Delta G_{кв}/G$ с учетом $\eta_{ак}$, т. е.

$$\xi_{кв}' = \frac{\Delta G_{кв}}{G} \eta_{ак} \quad (4 29)$$

Утечки поверх бандажа зависят от размеров зазоров, показанных на рис. 4 18, а: так называемого открытого осевого зазора δ_k^* (рис. 3 1) между диффрагмой и лопаточным бандажом и радиальных зазоров над этим бандажом δ_r , а также от коэффициентов расхода через эти зазоры. Указанные зазоры можно свести к эквивалентному зазору $\delta_{экр}$ с той же величиной протечек

$$\frac{1}{\delta_{экр}^2} = \frac{1}{\delta_k^{*2}} + \frac{1}{\mu^2 \delta_r^2} \quad (4 30)$$

здесь μ - коэффициент расхода в радиальном зазоре (рис. 4 11), δ_r - при прямооточном уплотнении принимается по

рис. 4.14; z_r — число радиальных гребней; μ_a — коэффициент расхода в осевом зазоре, который в первом приближении можно принять $\mu_a \approx 0,5$. Если взять $\mu_r \approx 0,8$, а $k_s = 1$, то

$$\delta_{\text{звн}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{4}{\delta_r^2}\right) + 1,5}} \quad (4.31)$$

Тогда потери от утечек поверх бандажа определяют по формуле

$$\xi_{\text{вн}} = \frac{\pi d_r \delta_{\text{звн}}}{F_1 F_1} \frac{\sqrt{2 p_n H_0}}{\sqrt{2(1 - p_{\text{ср}}) H_0}} \frac{v_{\text{иср}}}{c_{2r}} \eta_{0, \text{вн}} \quad (4.32)$$

или, пренебрегая разницей в удельных объемах до рабочей решетки и за ней, что можно допустить при небольших теплоперепадах H_0 , и считая $\mu_1 \approx 1$, получаем

$$\xi_{\text{вн}}' = \frac{\pi d_r \delta_{\text{звн}}}{F_1} \sqrt{\frac{p_n}{1 - p_{\text{ср}}}} \eta_{0, \text{л}} \quad (4.33)$$

В формулах (4.32), (4.33) и ряде последующих зависимостей этого параграфа, строго говоря, в числителе под знаком радикала должен быть не теплоперепад, подсчитываемый по статическим параметрам, т. е. $p_n H_0$, а теплоперепад, определяемый по заторможенным параметрам, т. е. $p_n H_0 + 0,5 n^2$. Однако в большинстве расчетов, принимая во внимание допуски при изотоплении, а также эксплуатационные изменения, т. е. относительную точность определения δ , а также коэффициентов расхода в зазорах, можно вести расчет по $p_n H_0$, т. е. по формуле (4.32).

Приняв по (3.79) $p_n = 1 - (1 - p_{\text{ср}})(1 - 1,7l/d)$ и при небольших значениях $p_{\text{ср}}$ упрости

$$p_n(1 - p_{\text{ср}}) \approx p_{\text{ср}} + 1,7l/d,$$

получим

$$\xi_{\text{вн}} = \frac{\pi d_r \delta_{\text{звн}}}{F_1} \sqrt{p_{\text{ср}} + 1,7l/d} \eta_{0, \text{л}} \quad (4.33a)$$

В нартурбостроении для снижения потерь от периферийных протечек ста на применяются конструкции с развитыми надбандажными уплотнениями, когда число гребешков, выполняемых на лопаточном бандаже, доходит до 5-7 (рис. 4.18, б). В то же время несколько гребешков на бандаже, особенно если при монтаже и эксплуатации не удастся сохранить одинаковыми зазоры по окружности, могут привести к заметным венцовым силам и в итоге к низкочастотной вибрации

ротора [см 21]. Особенно часто такого вида вибрация может вызываться изменением зазоров в ЦВД турбин сверхвысокого давления.

В связи с этим в турбинах ТМЗ и ЛМЗ нашли применение специальные типы надбандажных уплотнений, протечки через которые практически не зависят от радиального смещения ротора (рис. 4.18, в).

В ступенях с небандажными рабочими лопатками (рис. 4.18, г и д) главной причиной снижения КПД ступени являются ухудшение условий обтекания периферийной зоны рабочей решетки. В этой зоне за счет протечек части пара через незакрытую цилиндрическую границу решетки обтекание рабочих лопаток происходит по сложным нерасчетным поверхностям тока; перераспределяются расходы по высоте. Поскольку давление пара по обе стороны профиля различно, возможна, кроме того, перетечка поверх лопаток по направлению вращения. Сохранив структуру формулы (4.33), получим выражение

$$\xi_{\text{вн}}' = \gamma \frac{\pi d_r \delta_{\text{звн}}}{F_1} \sqrt{\frac{p_n}{1 - p_{\text{ср}}}} \eta_{0, \text{л}} \quad (4.34)$$

здесь δ_r — радиальный зазор над вершинами рабочих лопаток, $\mu_r \approx 0,5$, $\gamma \approx 2,0$ учитывает снижение ψ .

При открытом пространстве над рабочими лопатками (см. рис. 4.18, д) или очень большом зазоре в формулу (4.34) подставляют величину

$$\delta_r = l_r \sin \beta_{\text{лн}}$$

Следует учитывать, что все протечки в ступени оказывают влияние на степень реактивности, подсчитанную по уравнениям гл. 3. Как правило, реактивность, по крайней мере в зоне, где имеется утечка, уменьшается. Подробно этот вопрос рассмотрен в [45].

В реактивной ступени барабанного типа со средней степенью реактивности $p_{\text{ср}} = 0,5$ и одинаковым типом уплотнения сопловых и рабочих лопаток (рис. 4.19) можно следующим образом подсчитать снижение КПД от протечек (рис. 4.20). По аналогии с формулами (4.33) для лопаток с бандажом запишем

для сопловой решетки

$$\xi_{\text{ср}} = \frac{\pi d_{\text{лн}} \delta_{\text{звн}}}{F_1} \sqrt{\frac{1 - p_n}{p_{\text{ср}}}} \eta_{0, \text{лн}} \quad (4.35)$$

для рабочей решетки

$$\xi_{\text{вн}} = \frac{\pi d_{\text{лн}} \delta_{\text{звн}}}{F_1} \sqrt{\frac{p_n}{p_{\text{ср}}}} \eta_{0, \text{л}} \quad (4.36)$$

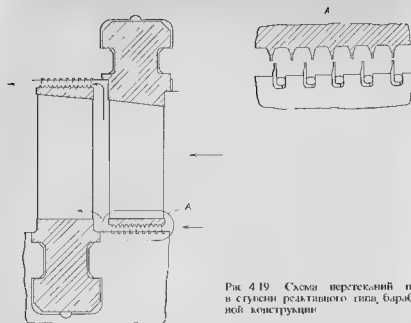


Рис 4.19 Схема перетеканий пара в ступени реактивного типа, барабанной конструкции

Тогда с учетом $\rho_{cp} = 0,5$ по (3.79) и (3.80) подсчитаем

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_k} &= 1 + 1,7/l/d \quad \text{и} \quad \frac{1}{\rho_r} = 1 + 1,7/l/d. \\ \frac{1}{\rho_{cp}} &= 1 + 1,7/l/d \end{aligned}$$

Принимая $\delta_{\text{вхл}} \approx \delta_{\text{вх}} - \delta_{\text{вых}}$ находим

$$\xi_y = 2 \frac{\pi d \delta_{\text{вх}}}{F_1} \sqrt{1 + 1,7/l/d} \eta_{0.7} \quad (4.37)$$

Аналогичными преобразованиями получим формулу для снижения КПД реактивной ступени с несоблюдяющимися лопатками.

$$\xi_y = 4 \mu \frac{\pi d \delta_r}{F_1} \sqrt{1 + 1,7/l/d} \eta_{0.7} \quad (4.38)$$

Формула пригодна для $\delta_r \leq l_{0.7}$ при больших значениях δ_r и $d/l > 4$ в нее подставляется величина $\delta_r \cdot l_r$.

Поскольку в реактивных турбинах иногда рабочие лопатки выполняются без бандажа, для предохранения от аварии при задевании лопаток о корпус при небольшом радиальном зазоре профиль лопатки у периферии утончается. При этом, естественно, меняется конфигурация рабочей решетки в этой зоне. Меньшие толщительные потери при этом будут, если утончение профиля производится на стороне давления, а сужка

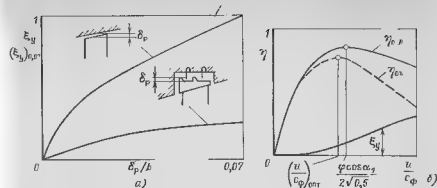


Рис 4.20 Потери от протечек пара по сравнению с несоблюдящейся ступенью при $\delta_r/l = 0,001$ в ступени реактивного типа по опытам фирмы АВВ (а) и по оптимальному описанию скоростей и γ (б)

профиля, сильнее влияющая на характер обтекания (см § 2.4), остается неизменной.

Выполним некоторые преобразования формулы (4.37). Примем, что эквивалентный зазор $\delta_{\text{вх}}$ пропорционален диаметру ступени $\delta_{\text{вх}} = \frac{k_r}{\sqrt{z_1}} d$ (где z_1 — число гребешков в уплотнении каждой решетки, $k_r \approx 0,001$), и заменим

$$d^2 \frac{2H_0}{(\pi u)^2} \left(\frac{n}{t_d} \right)^2$$

Тогда получим формулу

$$\xi_y \approx 1,3 k_r \frac{H_0 \eta_{0.7}}{n^2 I_1} \left(\frac{n}{t_d} \right)^2 \sqrt{1 + 1,7/l/d}, \quad (4.39)$$

где размерности H_0 Дж/м, n 1/с; F_1 м².

При заданных величинах температуры ступени H_0 , площади решеток и частоты вращения n потери от утечек ξ_y оказываются пропорциональными $(n/t_d)^2$. Это приводит к тому, что как показано на рис. 4.20, а, оптимальное отношение скоростей реактивной ступени зависит от потерь от утечек и тем ниже, чем больше эти потери.

4.4. ВЛИЯНИЕ ВЛАЖНОСТИ ПАРА НА КПД СТУПЕНИ

В конденсационных турбинах с высокими начальными параметрами при падении ступени работают в области ниже линии насыщения и с рабочей средой в них является

влажный пар. В турбинах насыщенного и слабонагретого пара, применяемых на АЭС, число ступеней, работающих влажным паром, существенно больше. Имеются турбины (насыщенного пара и без промежуточного перегрева), в которых во всех ступенях пар влажный.

Исследования, проводившиеся как в экспериментальных турбинах, так и на электростанциях, показали, что при работе влажным паром экономичность ступеней снижается. Это объясняется следующими причинами:

увеличением потерь энергии в решетках, рассмотренным в § 2.8;

потерями энергии на разгон влаги в зазоре в связи с меньшей скоростью влаги, особенно крупнодисперсной, и трением между паром и жидкой фазой;

ударным, тормозящим воздействием частиц жидкости, попадающих на рабочие лопатки. Если изобразить треугольники скоростей ступени (рис. 4.21), то видно, что из-за меньшей по сравнению с основным потоком скорости жидкой фазы $c_1' < c_1$ и большего угла направления ее $\alpha_1' > \alpha_1$, влага попадает на рабочие лопатки под углом $\beta_1' \gg \beta_1$, ударяя о синусоидальный профиль и тем самым оказывая тормозящее действие на лопатку, т. е. уменьшая полезную работу ступени. Эта гипотеза подтверждается как специальными опытами, так и косвенно, следствиями эрозийного разрушения на той части лопатки (см. § 5.2);

дополнительными потерями во вращающейся рабочей решетке, связанными с сепарацией водяной пленки, отбрасыва-

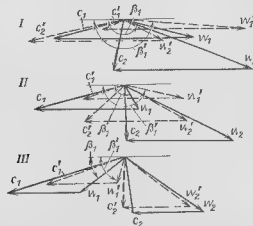


Рис. 4.21. Треугольники скоростей для основного потока и части жидкости в трех сечениях по высоте ступени: большой — периферия, II — средняя, III — корень; нулем обозначены векторы скоростей жидкой фазы

282

нием влаги, увеличением конечных потерь в периферийной зоне и т. д.

В ступенях, где организована специальная сепарация влаги, неизбежен унос из ступени вместе с влагой и части пара. Если этот унос производится из сопловой решетки или за ней, т. е. до рабочего колеса, то в данной ступени уменьшается полезная работа и, следовательно, снижается КПД.

Обозначим как потери от влажности $\xi_{вл}$ разность КПД ступени, работающей перегретым и влажным паром, т. е.

$$\xi_{вл} = \eta_{\text{отр}}^{\text{п}} - \eta_{\text{отр}}^{\text{вл}}. \quad (4.40)$$

Доля отдельных составляющих потерь в общем снижении КПД при работе влажным паром различна и зависит от многих физических и геометрических факторов. Однако в большинстве случаев в ступенях многоступенчатых турбин решающими являются потери на торможение и на разгон крупнодисперсной влаги.

Если на входе в ступень пар перегретый или практически сухой насыщенный ($x_0 < 0,01$), а расширение заканчивается ниже линии насыщения, то влияние влаги на интегральные характеристики ступени и ее КПД определяется неравновесным характером процесса. Тогда согласно формулам (2.80) – (2.82)

$$\xi_{\text{вл}} = \xi_{\text{нер}} \frac{H_0^{\text{вп}}}{H_0} \eta_{\text{отр}}^{\text{п}}, \quad (4.41)$$

где

$$\xi_{\text{нер}} = 0,12 - 0,20x + 0,08x^2 \quad (4.42)$$

Если процесс расширения начинается в области слятка влажного пара ($x_0 > 0,01$), то в формулах (4.41) и (4.42) $x = p_2/p_0$ и $H_0^{\text{вп}}/H_0 = 1$ (рис. 4.22, а), если перед ступенью пар

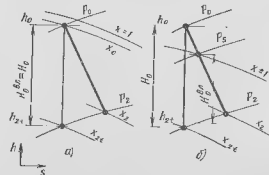


Рис. 4.22. Процесс расширения в турбинной ступени в h - s -диаграмме: а) на входе в ступень пар влажный, б) на входе в ступень пар перегретый, в) на выходе влажный

283

стретный, то $\lambda = p_1/p_2$ (рис. 4.22, в). При $\varepsilon \leq 0,5$ потерь влаги 0,01.

Таким образом, отношение КПД будет

$$\eta_{\text{в}}^{\text{в}}/\eta_{\text{в}}^{\text{н}} = 1 - \varepsilon_{\text{в}} p_1 / (1 - \varepsilon_{\text{в}} p_2) \quad (4.43)$$

Если пар на входе в ступень влажный ($\varepsilon_0 > 0,01 - 0,02$), то в сошловой решетке на стенках профиля образуется водяная пленка. Эта пленка, стекая с выходных кромок сошловых лопаток, разрывается, уносится паром по направлению к рабочим лопаткам, причем в задвинутом потоке часть влаги стремится к периферии Жидкую фазу, поступающую на рабочее колесо, можно условно разделить на несколько фракций:

а) влага, в основном мелкодисперсная, вместе с паром проходящая через рабочую решетку почти без соприкосновения с лопатками и направляемая далее в следующую ступень или трубоук;

б) влага, ударяющая во впадинную часть ступеньки рабочих лопаток и при $\beta_1^* < 90^\circ$ частично отбрасываемая обратно в осевую зазор к сошловым лопаткам в направлении к периферии, откуда снова попадает на рабочие лопатки, и т.д. Эта влага при ударе о поверхность лопаток отбрасывается в поток в виде мелких капель и образует пленку, частично испаряемую благодаря центробежной силе, частично срываемую с выходных кромок рабочих лопаток.

Процесс прохождения влаги в турбинной ступени и влияющие на нее КПД зависят от физических и геометрических параметров ступени: влажности и ее распределения, дисперсности, отношения скоростей w/c_0 , рассогласования скоростей основного потока и части влаги v , чисел Ma и Re , реактивности R , а также геометрии ступени h/d , профилей, меридиональных обводов решетки зазоров, наличия брызгжей, проволочных связей и т.д.

Некоторые опыты показывают, что по высоте лопаток влажность за ступенью увеличивается от корня к периферии. Однако эти опыты были проведены в одноступенчатых экспериментальных турбинах с искусственно сужающей и равномерной по высоте начальной влажностью. Если в исследуемой ступени имеется периферийное влагоудаление (см. § 5.2), то, по крайней мере в периферийной зоне ступени, стень, влажности за рабочими лопатками оказывается еще большей. Такое распределение влажности по высоте сопровождается также концентрицией крупных капель в верхней зоне ступени объясняется главным образом центробежной силой, действующей на капельки влаги. Следует, однако, отметить, что в многоступенчатых турбинах условия на входе в промежуточную ступень существенно переменны по высоте и то, как

правило, сильно искажает картину распределения влаги за ступенью, представляющую, например, на рис. 4.23.

Обычно наибольшая стень, влажности оказывается, например, за последней ступенью ЦНД в зоне 0,5 - 0,8 по высоте (см. ниже рис. 5.7). В проточной части турбины и в отдельных ее ступенях имеются места повышенной влажности и существенно повышенной ее дисперсности (B и I на рис. 4.23). Это места, где влага находится в виде струи, пленок, срывающихся с поверхностей обтекания, это следы за проволочными связями, в зоне периферийного меридионального обвода, особенно если его форма аэродинамически неблагоприятна.

В ступенях, где на входе пар влажный, обычно основной составляющей дополнительной от влажности потери является потеря от торможения или завися от многих факторов стень, влажности λ , коэффициента скольжения μ капель, попадающих на рабочие лопатки, геометрических характеристик ступени и режима ее работы, в частности отношения скоростей w/c_0 . В этих потерях основную роль играют крупные капли, поэтому важны не средняя стень, влажность, а условная, подсчитываемая по крупнодисперсной влаге, $\lambda_{\text{кр}}$, $\lambda_{\text{кр}} = 1$, где $\lambda_{\text{кр}} < 1$.

Появление крупнодисперсной влаги также не является абсолютным и зависит от ряда факторов, в частности от давления пара. Обычно считают, что в ступенях низкого давления паровых турбин крупными являются капли $d > 5 - 10$ мкм, а при давлении $p > 0,5$ МПа с $d > 10$ мкм. Дело в том, что в зависимости от давления меняется отношение плотностей пара и воды, межплоскостные расстояния и другие физические характеристики влажного пара.

Как указывалось (см. § 2.8), условно можно принять, что в ускоряющихся потоках крупной является влага, движущаяся с коэффициентом скольжения $\mu < 0,8$.

При большом коэффициенте скольжения в развитии в скоростях пара и влаги λ , следовательно, в углах входа на рабочие лопатки β_1 и β_2 окажется не столь велика и капли влаги, попадая на поверхность рабочих лопаток, не только не будут тормозить, а наоборот, могут увеличивать полезную

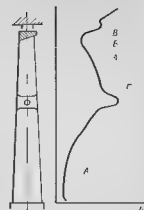


Рис. 4.23. Распределение по высоте влажности пара за промежуточной ступенью ЦНД. А - зона влажности в которой пар в стень, влажности и в периферии пара в зоне турбины; Б - зона турбины; В - зона турбины; Г - зона турбины; Д - зона турбины; Е - зона турбины; Ж - зона турбины; З - зона турбины; И - зона турбины; К - зона турбины; Л - зона турбины; М - зона турбины; Н - зона турбины; О - зона турбины; П - зона турбины; Q - зона турбины; R - зона турбины; S - зона турбины; T - зона турбины; U - зона турбины; V - зона турбины; W - зона турбины; X - зона турбины; Y - зона турбины; Z - зона турбины.

по крупнодисперсной

работу, совершаемую в ступени, хотя КПД ступени будет все же ниже, чем при работе перегретым паром. Конечно, в действительности на лопатки будут попадать капли не только разного размера, но и с разным коэффициентом скольжения λ . Поэтому детальный расчет потерь от торможения требует разделения влаги на несколько групп.

Представим мощность торможения в ступени на основании уравнения Эйлера (см § 3.1):

$$\Delta N_{\text{торм}} = \int_{\lambda_1}^{r_1} (u c'_{1u} dG_1^{np} - u c'_{2u} dG_2^{np}), \quad (4.44)$$

здесь c'_{1u} и c'_{2u} — окружные составляющие скорости крупнодисперсной влаги на выходе из сопловой решетки и ступени; dG^{np} — элементарный расход влаги на входе в рабочую решетку и соответственно на выходе из нее.

Хотя $\alpha'_1 > \alpha_1$ и $\epsilon'_{2u} < \epsilon_{2u}$, примем для простоты, что $\alpha'_1 = \alpha_1$ и $\epsilon'_{2u} = \epsilon_{2u}$ (рис. 4.21). Очевидно, что при этом абсолютная величина $\Delta N_{\text{торм}}$ возрастет и расчет даст завышенные значения $\xi_{\text{торм}}$. Приняв $\epsilon'_1 = \epsilon_{1u}$, получим

$$\Delta N_{\text{торм}} = \int_{\lambda_1}^{r_1} (\lambda u c'_{1u} dG_1^{np} - u^2 dG_2^{np}). \quad (4.45)$$

Считая, что на входе в рабочую решетку и на выходе из нее известен закон распределения крупнодисперсной влаги, что λ неизменно по высоте, и для простоты приняв, что ступень спроектирована по закону постоянства циркуляции (см. § 3.4), т. е. $\epsilon_{1u} = \text{const}$, получим

$$\Delta N_{\text{торм}} = \chi_1 \epsilon_{1u} u G_1^{np} - \chi_2 u^2 G_2^{np}, \quad (4.46)$$

здесь χ_1 и χ_2 подсчитываются по известному закону распределения влажности и составляют $\chi_1 \sim 0.6$ и $\chi_2 \sim 1$, где меньшее значение относится к последним ступеням турбины, а большее к коронным лопаткам.

Разделив $\Delta N_{\text{торм}}$ на теоретическую мощность ступени $\Lambda_0 = G \bar{P}_0 = 0.5 G c_\phi^2$ и обозначив $\lambda_{\text{кр}} = G_1^{np}/G$ и $\lambda_{2\text{кр}} = G_2^{np}/G$, получим приближенное выражение для коэффициента потерь в ступени за счет торможения

$$\xi_{\text{торм}} = \frac{N_{\text{торм}}}{\Lambda_0} = \frac{2[\chi_2 \lambda_{2\text{кр}} (u_n/c_\phi)^2 - \chi_1 \lambda_{1\text{кр}} \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho_{\text{кр}} (u_{\text{кр}}/c_\phi)}]}{\Lambda_0}. \quad (4.47)$$

Оносительные потери от района в осевом зоре зависят главным образом от коэффициента скольжения $\nu = c'/c$ и степени влажности j_1 :

$$\xi_{\text{торм}} = k_{\text{торм}} j_1 \quad (4.48)$$

Если считать, что потери от района крупных капель в осевом зоре, между решетками и от торможения являются основными в снижении КПД ступени при работе ее влажным паром, то

$$\xi_{\text{ст}} = \xi_{\text{рай}} + \xi_{\text{торм}} \quad (4.49)$$

Поскольку

$$j_1 - j_2 \approx p(j_0 - j_2),$$

то

$$\xi_{\text{ст}} = k_1 j_1 + k_2 j_2,$$

где k_1 и k_2 — коэффициенты, согласно (4.47) и (4.48) зависящие от многих факторов и обычно определяемые из опытов.

При проектировании многоступенчатой турбины, ступени которой имеют $u/c_\phi < (u/c_\phi)_{\text{опт}}$, т. е. когда согласно (4.47) потери от вязкости увеличиваются с ростом u/c_ϕ , можно использовать полуэмпирическую формулу МЭИ

$$\xi_{\text{ст}} = 2 \left[\frac{u}{c_\phi} \right]^n \left[k_0 p_0 + 0.35 (j_2 - j_0) \right]. \quad (4.50)$$

Здесь коэффициенты k_0 зависят главным образом от доли крупнодисперсной влаги $\lambda_{\text{кр}}$ и приближенно может быть принят равным

$$k_0 = 0.8 + 0.5 \lambda_{\text{кр}}$$

В свою очередь значение $\lambda_{\text{кр}}$ зависит от многих геометрических и режимных характеристик проточной части. Для многоступенчатых турбин $\lambda_{\text{кр}}$ можно оценить по формуле [48]

$$\lambda_{\text{кр}} = 0.07 z_{\text{на}} (0.5 - 0.094 \ln p_0),$$

где $z_{\text{на}}$ — номер ступени, начиная с той, где образовалась влага (например, в ЦВД турбин насыщенного пара это просто номер ступени, а в ЦНД), где, скажем, влага образовалась в ступени № 3, для ступени № 5 получаем $z_{\text{на}} = 3$; p_0 — давление пара перед ступенью, МПа.

Формула (4.50) учитывает влияние u/c_ϕ на основании следующих предположений. Чем меньше u/c_ϕ , тем меньше возможно рассогласование скоростей пара и влаги и угол $\delta\alpha = \beta'_1 - \beta_1$. С другой стороны, на экономичности по-разному отражается первичная (образовавшаяся в предыдущих ступенях) и вторичная влажность, образовавшаяся за счет расширения пара в данной ступени. Капли вторичной влаги имеют размер, на несколько порядков меньший, чем капли первичной влаги. Оставание капель влаги от скорости парового потока тем меньше, чем меньше размер капель. Все это говорит о том,

что потери, вызванные первичной влагой, больше, чем потери, вызванные влагой, только что образовавшейся.

Для предварительных расчетов проточной части, работающей влажным паром, широко распространена оценочная формула потерь от влажности

$$\frac{p_{\text{от}}^{\text{в}}}{p_{\text{от}}^{\text{н}}} - 1 \approx \sigma_{\text{ср}} \quad (4.51)$$

где

$$\sigma_{\text{ср}} = 0,5(v_0 + v_2) \frac{H_0^{\text{в}}}{H_0}, \quad (4.52)$$

v_0 и v_2 — влажность пара перед и на рассматриваемой группой ступеней или ступеню. Коэффициент a в зависимости от конкретных характеристик ступеней принимается $a = 0,4 \div 0,9$.

Так же как и другие дополнительные потери от трения диска, от парциального подвода, от утечек, потери от влажности снижают оптимальное отношение скоростей, при которой полный относительный внутренний КПД ступени достигает максимального значения.

Для уменьшения потерь от влажности, существенно снижающих экономичность ступени и турбины в целом, принимаются специальные меры, которые можно разделить на три группы.

1) уменьшение видимой, так называемой диаграммной влажности. Для этого в турбинах электростанций, работающих на органическом топливе, наиболее эффективно повышение начальной температуры и применение промежуточного перегрева пара. Как было показано в § 13, при этом одновременно повышается КПД цикла. Ограничение в повышении начальной температуры пара и температуры промежуточного перегрева связано с необходимостью применять для котельной установки, трубопроводов в турбине и для турбины дорогие материалы, часто пониженной надежности, с усложнением установки, с некоторым снижением ее маневренности из-за большего времени, требуемого для пуска энергоблока, и т. п.

В турбинах, рассчитанных для работы с водоохлаждаемыми реакторами АЭС и с нового типа реакторами на быстрых нейтронах (см § 16 и 103), применяется внешняя сепарация влаги, промежуточный перегрев пара, а также изредка переход от насыщенного к слабосублимному пару на входе в турбину. Последнее зависит от конструкции реактора и парогенераторной установки. Применение сепаратора и непосредственно за ним пропароперегревателя усложняет и удорожает турбинную установку из-за больших размеров этих аппаратов и выполнения их из качественной стали.

Несмотря на все эти трудности современные паровые турбины большой мощности, работающие на электростанциях с органическим топливом, а также турбины, устанавливаемые

на АЭС с высокотемпературными газоохлаждаемыми реакторами и реакторами на быстрых нейтронах, всегда выполняются с промежуточным перегревом пара. Турбины АЭС с водоохлаждаемыми реакторами имеют внешнюю сепарацию, как правило предусматривается также промежуточный перегрев пара;

2) уменьшение фактической влажности, в первую очередь крупнодисперсной, за счет влагоудаления из проточной части турбины, в том числе из турбинных решеток. При этом надо учитывать, что удаление влаги практически неизбежно сопровождается отсосом какой-то части пара, которая тем самым не совершает полезной работы в следующей решетке или в последующих ступенях. В связи с этим желательно удаляемую влагу направлять в систему регенеративного подогрева питательной воды, сочетая влагоудаление с отборами пара. В этом случае энергия удаляемого с влагой пара полезно используется. В отдельных случаях применяется нагрев сопловых лопаток и тем самым испарение влаги, образовавшейся на их поверхности;

3) уменьшение вредного влияния влаги, которого можно добиться правильным проектированием ступени и выбором оптимального отношения скоростей, рациональным выбором решеток, перекрыш, зазоров, учетом особенностей течения влажного пара при расчете ступени.

Как указывалось, всевозможные срывные и вихревые потоки в решетках и в ступени в целом, ведущие к снижению КПД ступени, работающей перегретым паром, стимулируют увеличение потерь от влажности. Поэтому для уменьшения этих дополнительных потерь необходимо, или по крайней мере желательно, оптимизировать решетки применительно к заданным условиям обтекания, при транс- и сверхзвуковых скоростях, как правило, сопровождающихся отрывом пограничного слоя, повышенной пульсацией потока, применением специального типа решеток, сокращать концевые потери в решетках; стремиться к главному очертанию меридиональных обводов; избегать проволоочных связей и т. п.

Одним из методов снижения потерь от влажности является увеличение осевого зазора между сопловыми и рабочими лопатками, что ведет к выравниванию потока при входе на рабочее колесо и тем самым уменьшению потерь в нем, включая потери на торможение. Правда, за счет выравнивания потока и дополнительного разгона, проходящего на большом расстоянии, уменьшается кинетическая энергия потока на входе в рабочую решетку. Поэтому как для однофазного потока так и для влажного пара в каждой ступени существуют оптимальное соотношение размеров и оптимальный осевой зазор. Опыты показали, что зависимость КПД ступени от осевого зазора во многих случаях очень полого

К сожалению, пока еще не накоплен достаточный экспериментальный материал и не решен ряд теоретических задач движения влажного пара в турбинной ступени, чтобы количественно оптимизировать турбинную ступень, работющую во влажном паром. Пока приходится обходиться учетом качественного влияния ряда режимных и геометрических факторов на экономичность влажнопаровой ступени.

Двухфазность рабочей среды сказывается не только на КПД ступени и коэффициентах расхода ее решеток (§ 2.8), но и на степенях реактивности. Ступень, рассчитанная для работы перегретым паром, при влажном паре имеет повышенную степень реактивности. Этот вопрос рассматривается в [45, 48].

4.5. ОПТИМИЗАЦИЯ ТУРБИННЫХ СТУПЕНЕЙ

В общем случае турбинная ступень как элемент многоступенчатой турбины должна оптимизироваться по технико-экономическому показателю — приведенной стоимости выработанного киловатт-часа. Для этого необходимо учитывать не только экономичность ступени, но и стоимость ее изготовления, зависящую, в частности, от числа таких ступеней в турбине и количества изготавливаемых турбин, стоимости топлива, числа часов работы турбины в году и т. д.

Темой данного параграфа является только первый этап оптимизации — достижение наивысшей тепловой экономичности. Как правило, оптимизация по максимуму $\eta_{\text{ст}}$ должна учитывать работу ступени как элемента группы ступеней отсека или всей турбины (в некоторых случаях даже всей турбоустановки), при необходимости рассматривать определенные, заданный диапазон изменения режимов. Должны учитываться также производственные возможности заводов-изготовителей унификация (как внутри так и между турбинами) турбинных ступеней, т. е. и изготовление обтекания ступени подеркой по высоте более длинных лопаток использование одних и тех же решеток, хвостовиков и других элементов ступени или, как вариант частичной унификации, использование одних и тех же профилей с некоторым изменением узлов их установки α_1 , β_1 (см. § 2.3).

При любой унификации, как вообще при проектировании ступени, совершенно необходимым является учет надежности элементов ступени, который задается теми или иными ограничениями напряжениями, вибрационными характеристиками, включая определенное сочетание числа лопаток соседних венцов, см. [21, 26, 48]. размерами кроме, иногда величинами изворов и типом их уплотнений и т. д.

Весь комплекс указанных проблем оптимизации в общем случае полностью еще не решен, да и во многих частных случаях реализуемая сегодня оптимизация не учитывает ряда факторов, в той или иной мере влияющих на КПД ступеней и тем самым на оптимальный выбор ее характеристик.

К этому добавим, что даже неподвижные, упрощенные, но комплексные оптимизационные задачи весьма сложны в математической постановке, обычно решаются методом линейного программирования и требуют использования мощных ЭВМ.

В данном параграфе будет рассматриваться только принципиальный, термодинамический подход к решению некоторых частных, упрощенных задач оптимизации.

1. Оптимизация изолированной ступени при малом объемном пропуске пара G . К таким ступеням, в частности, относится регулирующая ступень турбин с соевым парораспределением. Однако для регулирующей ступени работоспособной, как будет показано в § 8.3, при существенно переменных условиях, оптимизация должна обязательно проводиться для заданного диапазона режимов, что анализируется в § 7.3. Кроме того, регулирующая ступень всегда работает при парциальном подводе пара, что связано с особыми требованиями по обеспечению динамической надежности.

Ступень, предназначенная для малого объемного пропуска пара G и соответственно имеющая небольшую выходную площадь сопловой решетки F_1 , может оптимизироваться по следующим параметрам: степени парциальности ϵ , диаметру ступени d , углу α_1 , отношению скоростей u/c_0 , степени реактивности ρ , а также по ряду других режимных и геометрических характеристик. Кроме частоты вращения n обычно задан располагаемый теплотеплотход P_0 и, следовательно, имеется жесткая связь между диаметром d и отношением скоростей u/c_0 .

$$\begin{aligned} d &= \frac{\epsilon_0 \sqrt{2P_0}}{\pi n} \\ \frac{u}{c_0} &= \frac{\pi d n}{\sqrt{2P_0}} \end{aligned} \quad (4.53)$$

Уменьшение диаметра d для ступеней с малой площадью F_1 приводит к увеличению u/c_0 и тем самым к повышению КПД из-за уменьшения коэфф. потерь при обтекании решеток и снижению потерь, связанных с парциальным подводом пара. Однако согласно формуле (4.53) это одновременно означает пропорциональное уменьшение отношения скоростей u/c_0 , которое, оказываясь меньше оптимального, означает снижение $\eta_{\text{ст}}$ главным образом из-за роста выходных потерь и увеличения потерь при обтекании рабочей решетки (см. рис. 3.6). Таким образом, при решении такой задачи можно найти значение диаметра d (и соответственно u/c_0), при котором заданная ступень будет иметь наивысший $\eta_{\text{ст}}$. Для одного из примеров это демонстрируется кривыми на рис. 4.24. Здесь принят неизменный угол α_1 ; коэффициенты скорости ϕ и ψ подсчитываются в зависимости от $1/b$ и $\Delta\beta$, для каждого значения u/c_0 согласно формуле (4.14) выбирается степень парциальности $\epsilon_{\text{опт}}$.

Выбор степени парциальности представляет для такого рода ступеней самостоятельную задачу оптимизации, рассмотренную в § 4.2. При этом надо

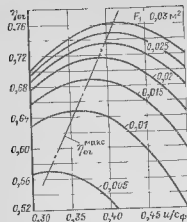


Рис. 4.24 Выбор оптимальных характеристик парциальной ступени (пример)

учитывать, что парциальный подвод пара не только означает дополнительные потери в ступени $\lambda_{\text{пар}}$. При альтернативе полный или парциальный подвод пара следует помнить, что при парциальном подводе необходимо очень возмущая расчетная степень реалистичности тем самым практически безразлично, скомфурное течение в рабочей решетке, а условия динамической надежности лопаток требуют (при той же высоте и той же мощности) практически полугорного (точнее, равного $\sqrt{2}$) увеличения хорды профиля и тем самым увеличения концевых потерь при обтекании рабочей решетки. Это объясняется тем, что обычно при парциальном подводе допускаемые рабочие напряжения примерно в 2 раза меньше, чем при полном подводе [71, 26]. Поэтому кроме ступеней с вынужденным парциальным подводом (регулирующая ступень) или ступеней, когда при $e=1$ высота лопаток (регулирующая ступень) или ступеней, когда при $e=1$ высота лопаток, примерно меньше 10 мм, следует рекомендовать полный подвод пара, позволяющий, в частности, выбрать благоприятно пониженную степень реактивности (при одновременно хорошем удовлетворении периферийного надбандного уплотнения) и в конечном итоге обеспечить по сравнению с парциальным подводом отпущено большой $\eta_{\text{пар}}$.

Для рассматриваемых изолированных ступеней с небольшой высотой лопаток выгодно уменьшать угол α_1 . При этом заметно сокращаются потери от выходной скорости, примерно пропорциональные $\sin^2 \alpha_1$ и при $\alpha_2 \approx 90^\circ$ равные

$$\lambda_{\text{вых}} = (1 - \rho) \sin^2 \alpha_1 (l_1/l_2)^2 \quad (4.54)$$

Потому угол α_1 (при допустимых скоростях c_1 и суживающихся решетках равный α_1 , а при сгущающихся решетках несколько меньше, чем α_1) должно быть уменьшен. Однако уменьшение угла α_1 следует проводить до желательного минимального значения обычно равного $\alpha_1^{\text{min}} = 7-10^\circ$, когда из-за такой минимальности значения обычно равного $\alpha_1^{\text{min}} = 7-10^\circ$, когда из-за значительной прожженности ступни профиля в косом срезе со ступенчатой решеткой очень узкого «горла» этой решетки O_1 очень больших краевых потерь, возникающих согласно п. 2.2 от $\Delta s_0 O_1$ а также неблагоприятно большого

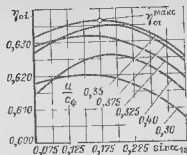


Рис. 4.25 Выбор оптимальных характеристик парциальной ступени (пример)

поперота в лопатках рабочих решеток Δs_0 (в $(1 + \beta_2)$ коэффициенты скорости ϕ и ψ , а значит, и КПД $\eta_{\text{пар}}$ и $\eta_{\text{пол}}$ будут заметно снижаться. Поэтому как и показано на рис. 4.25 для конкретного примера, можно определить оптимальное значение угла α_1 , обеспечивающее минимальный КПД с углом α_1 .

При анализе результатов расчетно-теоретической оптимизации следует учитывать, что зачастую крайние зависимости КПД от тех и иных параметров в зоне оптимизации их значений весьма полны и некоторые отклонения от чисто теоретических (с учетом практических не связываемых КПД, но в то же время при конструктивных соображениях, условиях надежности унификации и т.п.) может быть предпочтительными. Более того, во многих случаях в довольно широком диапазоне изменения тех или иных оптимизируемых параметров отклонение КПД от минимального его значения не превосходит точности всего расчета в том числе точности вводимых в расчет исходных величин и зависимостей. В первую очередь это относится к коэффициентам скорости для решеток ступеней эксплуатационному сокращению зазоров, геометрическим и эксплуатационным отклонениям в размерах и др. (см. п. 7 и 8).

2. Оптимизация промежуточной ступени ленточного типа. Если речь идет о ступени с малым объемным пропуском пара, то среди прочих параметров оптимизации рассматривать ниже добавляются степень парциальности. Однако для группы ступеней рассматриваемых друг за другом, степень парциальности должна оставаться неизменной или что предпочтительнее (из-за разнотипности ступеней) от ступени к ступени, немного увеличиваться. Поэтому степень парциальности для промежуточной ступени не может рассматриваться как самостоятельный параметр оптимизации, она является параметром оптимизации для всей группы ступеней и рассматривается в § 4.2. То же относится к выбору диаметра (и с учетом желаемой унификации корневому диаметру) ступени в группе ступеней независимо от объемного пропуска пара. Правила то же касаются ступеней ЦНД, особенно для мощных турбин, где обычно нет унификации соседних ступеней, да и общий подход к оптимизации иной (см. далее, п. 4). Таким образом, оптимизация промежуточной ступени должна проводиться хотя бы частичная оптимизация всей группы (отсека) ступеней, анализируемая в § 6.3.

Эта оптимизация группы должна дать рекомендации как минимум по корневому диаметру d_k и степени парциальности e . Во многих случаях общая оптимизация группы ступеней также определяет также ступень в отсеке и тем самым автоматический выбор отношения скоростей u/c_0 или, точнее, $(u/c_0)_k$ а также угол α_1 .

Рассмотрим оптимизацию промежуточной ступени при заданных частоте вращения n , корневом диаметре d_k , угле α_1 . Поскольку речь идет о промежуточной ступени, будем предполагать, что минимальная энергия пара $c_2^2/2$ поведенногго анализируемую ступень, далее полностью используется, т.е. оптимизация ступени проводится по $\eta_{\text{пар}}^{\text{max}}$ подсчитываемому с учетом полноты потерь λ с

$$\eta_{\text{пар}}^{\text{max}} = \eta_{\text{пол}} (1 - \lambda_{\text{пар}} c_0)^2 \quad (4.55)$$

При заданных условиях оптимизация проводится по степени реактивности ρ (или корневому ρ_k), означенной скорости $(u/c_0)_k$ или $(u/c_0)_k$ и частоте

изменения по высоте по $r(t)$. Примем, что рабочие лопатки обтекаются, имеют постоянный по высоте профиль. Если лопатки предположить выполненными закрученными (а соосовые лопатки, возможно, и с радиальным выносом, см [20]), то законы изменения по высоте геометрических характеристик лопаток, как соосовых, так и рабочих, также должны оптимизироваться.

Качественный анализ влияния перечисленных параметров на экономичность ступени начнем с рассмотрения относительного лопаточного $\eta_{\text{л}}^{*}$

$$\eta_{\text{л}}^{*} = \eta_{\text{л}} + 1 \left(\frac{u}{u_{\text{ср}}} \right)^2 \quad (4.56)$$

Если принять, как обычно для большинства нерегулируемых ступеней турбины активного типа (кроме группы последних ступеней низкого давления) что скорости c_{11} больше скоростей v_{12} и $M_{11} > M_{12}$, то даже при былых теплотехнических ступени. Не увеличение степени реактивности по многим случаям позволяет для соосовой решетки избежать аэродинамически неблагоприятных сверх- и трансзвуковых режимов (см гл.2), в то же время не достижая тех режимов для рабочей решетки.

Весьма важно, что с увеличением реактивности и улучшается обтекание рабочей решетки, которое становится все выгоднее по мере конформности; в рабочей решетке уменьшается поворот, т.е. угол $\Delta\theta$, что особенно существенно сказывается на гидравлических потерях при обтекании этой решетки. Таким образом, в общем случае коэффициент скорости для рабочей решетки ψ повышается. Однако следует учесть и отрицательные стороны повышенной степени реактивности.

Во-первых, поскольку в активном типе ступени, как упоминалось $c_{11} > v_{12}$, а $\varphi > \psi$, для конкретных условий можно найти такое значение ρ , при котором $\eta_{\text{л}}^{*}$ будет наибольшим. Степень реактивности может оказывать заметное влияние и на дополнительные потери. С увеличением ρ (или ρ_2) возрастает периферийная реактивность $\rho_{\text{л}}$ согласно формуле (4.33) увеличивается потеря от периферийных протечек $\delta_{\text{л}}$. Следует помнить, что эти потери определяются в первую очередь периферийными зазорами, или, точнее, эквивалентным зазором $\delta_{\text{лв}}$ подставляемым согласно формуле (4.31). Поэтому в хорошо уплотненной ступени с очень малым отношением $\delta_{\text{лв}}/H_1$ влияние ρ на $\eta_{\text{л}}^{*}$ окажется относительно незначительным и, наоборот, при больших зазорах $\delta_{\text{лв}}$ повышение $\rho_{\text{л}}$ из-за выбора большей реактивности может оказаться меньшим, чем увеличение при этом периферийных протечек.

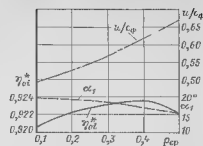
Во-вторых, повышение реактивности, по крайней мере для достижения положительного значения ее у корня $\rho_1 > 0$, необходимо, так как связано с благоприятным снижением потерь $\delta_{\text{лв}}$ (см § 4.3).

Другие дополнительные потери также зависят от ρ , однако обычно это влияние не столь велико. С ростом реактивности и уменьшением теплотехнических соосовых решеток $H_{\text{ср}}$ обычно несколько снижаются потери от вязкости (см § 4.4). И наоборот, потери на трение диска согласно формуле (4.5) пропорциональны $(u/c_{\text{ср}})^3$ и соответственно с ростом ρ и тем самым увеличением $(u/c_{\text{ср}})$ несколько повысятся.

На рис 4.26 показан пример оптимизационного расчета по определению степеней реактивности для промежуточной ступени турбины активного типа.

При больших периферийных зазорах и связях с ними значительное влияние реактивности на гидравлическую протечку может оказывать отношение

Рис 4.26. Выбор оптимальных характеристик ступени с полным подсосом пара и хорошо уплотненным неподвижным периферийным зазором (прибор). Предполагается что используется осевая составляющая выходной скорости



нм какой-либо из способов выравнивания по высоте ступени градиента давления dp/dr , например уменьшение от корня к периферии угла α_1 (так называемая обратная закрутка). При этом благоприятное по всей высоте ступени повышение реактивности не будет сопровождаться высоким значением ρ , и благодаря этому незначительно увеличатся периферийные протечки. Следует учитывать, что в этом случае поле выходных скоростей $c_{12}/f(t)$ будет неравномерным. Это скажется на низеральных (средневынесенных по высоте) выходных потерях и возможности полного использования кинетической энергии выхода $0,5 c_{12}^2$ в последующей ступени.

При анализе конструкции ступени активного типа и выборе степени реактивности следует учитывать требования выдвинутые

С ростом ρ увеличивается угол входа в рабочую решетку β_1 и понижается жесткость рабочей лопатки, в некоторых случаях требующая большей корды. Увеличение реактивности означает повышенные осевые усилия, действующие на ротор, что скажется на конструкции ступени и даже всей турбины (см § 5.5) и в конечном итоге может привести к снижению экономичности. Чем больше реактивности, тем согласно формуле (3.33) больше оптимальное отношение скоростей и, следовательно, больше число ступеней, что может привести к длинному ряду, недоступному по условиям широчинной его надежности, очень высоким проливам, или неосуществимому по конкретным условиям производства.

3. Промежуточная ступень реактивного типа. В этой ступени средняя реактивность $\rho \approx 0,5$ что связано с рядом преимуществ малыми тепловыми падами в решетках и следовательно, небольшими скоростями пара, малым изменением проточной части, благоприятной конформностью рабочей решетки. Однако ступени реактивного типа требуют принципиально иного подхода к проектированию всей турбины (см § 5.1 5.5 6.3). Как упоминалось, число реактивных ступеней в отсеке (цилиндре) существенно больше, чем активных. Реактивного типа ступени неприменимы для малых объемных проточек пара. Гц, когда требуется парциальный подсос пара (т.е. $s < 1$). В связи с отношением боковыми в этих ступенях потерями от протечек они неконкурентоспособны с турбинами активного типа при малых высотах и больших радиальных зазорах. Реактивного типа ступени не позволяют использовать преимущество благоприятного обтекания корневой зоны рабочей решетки, присущее небольшой корневой проточке в ступенях активного типа с дисками, имеющими разноразличные отверстия (см рис 4.17).

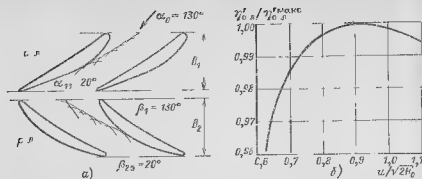


Рис. 4.27. Реактивная ступень, оптимизированная на повышенные относительные скорости $u/C_0 \approx 0.84$

а - профили решеток б - экспериментальная зависимость КПД η_0 , N_0/N_0^* от $u^*/V2N_0$

До недавнего времени, оптимизация реактивного типа ступеней касалась второстепенных параметров, но сейчас их существенное влияние в тепловых потерях, например изменения по высоте угла α_1 и тем самым изменения радиального градиента реактивности. Однако в последнее время в машинах первых турбин реактивного типа стали применять бандажирование лопаток и развитие уплотнения бандажей сопловой и рабочей лопаток вследствие этого существенно снижен потери от протечек.

После этого выяснилось, что основным резервом повышения КПД ступени может быть лишь уменьшение потерь при обтекании решеток, хотя для реактивных ступеней и относительно незначительных. Дополнительное снижение потерь ζ_0 и ζ_1 стало возможным при снижении скоростей u/C_0 существенно большим, чем было принято ранее. Как ясно из § 3.2, при $\rho \approx 0.5$ увеличение отношения $u/C_0 > 0.65 \approx 0.69$ означает, что углы входа в рабочую решетку β_1 и выхода из ступени α_2 не должны быть равными $\beta_1 = \alpha_2 \approx 90^\circ$ а следовательно, соответственно выходящему u/C_0 . Обладая этим, очевидно, что при γ мы требуем более высокие α_1 на решетке рабочей лопатки и сопловой последующей ступени (и при α_1 $\alpha_2 > 90^\circ$ из предыдущей ступени угол α_0 входа а сопловую (и из двоякой ступени). Преимуществом такой ступени очевидно является уменьшение потерь при течении в решетках, что связано с меньшими профилировками и, главное, заметное уменьшение конечными потерями. Во все время сокращается теплотехнический коэффициент ступени.

Для такой нового типа реактивной ступени на рис. 4.27 показаны профили решеток, потери при обтекании решеток и КПД ступени в зависимости от отношения u/C_0 .

На рис. 4.27, б представлена экспериментальная зависимость, из которой видно, что по сравнению с традиционным типом реактивными ступенями с $\beta_1 = \alpha_2 = 90^\circ$ получено выигрыш до $\Delta\eta_0^*/\eta_0^* \approx 1.0\%$.

4. Последние ступени газотурбинных турбин. Особенности этих ступеней рассмотрены в § 3.5. Добавим, что, как правило, эти ступени должны оптимизироваться для заданного диапазона режимов (всм. параграф § 7.3). Вопросы профилирования лопаток этих ступеней проанализированы

в § 3.5. Выбор степени реактивности (обычно корневой) и расположения теплотехнической оси в значительной мере определяется условиями работы при переменных режимах, а также такими конструктивными факторами, как жесткость конструкции, расположение отбора пара перед последней ступенью, рост высот лопаток от первой до последней ступени, а также влияние влажности и разных форм испарения и т.п.

Если не учитывать переменный режим работы ступени (как будет показано в §§ 7 и 8 для ЦВД турбин с неизменной частотой вращения, такое предположение можно сделать для всех ступеней кроме последних), то в предположении заданных расположения теплотехнической оси и корневой реактивности ρ и всех размеров и характеристик предельной ступени оптимизация ступени заключается в выборе значений нагрузки сопловой и рабочей решеток, т.е. зависимости $\alpha(t)$, $\alpha(t)$, $\sin \beta_1$, $\beta(t)$.

Обычно одновременно задается ограничение по углам, в частности по минимальному углу $\alpha_1 \geq 10^\circ$ (в крайнем случае до $\alpha_1 \approx 8^\circ$) и примерно такому же численному ограничению угла β_2 у периферийной рабочей решетки. В ступенях ЦВД скорости u_1 и u_2 , как правило, около или выше сверхзвуковых. Поэтому предполагается, что оптимизация проводится при профилировании лопаток по сечениям, учитывающим влияние чисел M на характеристики решеток. Предпочтительно чтобы конфигурация профилей и межпрофильных выводов отвечала расчетным значениям M . Заданы в программе расчеты на ЭВМ полиномиальные (или иные) зависимости $\sin \alpha_1$, $\gamma(t)$ и $\sin \beta_2 = \beta(t)$, получаем коэффициенты полиномов, отвечающие максимальному значению КПД ступени. В многих случаях оказывается, что по большей части высоты ступени u_1 и u_2 , соответствуют постоянству удлинения расхода, т.е. для сопловой решетки

при $M_1 \leq 1$

$$\Delta C_1 = \frac{u_1}{C_1} \sin \alpha_1, \text{ const},$$

при $M_1 > 1$

$$\Delta C_1 = \frac{u_1}{C_1} \sin \gamma_1, \text{ const}$$

следовательно при неизменных по высоте параметрах течения перед ступенью $u_1 \sin \alpha_1 = \text{const}$ или $\alpha_1 = \text{const}$.

Более точно оптимизация проводится по полным уравнениям § 3.4, учитывающим вытеснение и вынос меридиональных линий тока.

В корневой и периферийной зонах, т.е. гетери при обтекании решеток значительно часто выбирают, в том числе автоматически по программе оптимизации уменьшенные удлинения расхода и соответственно меньшие углы α_1 и β_2 . Это может, кроме того оказаться благоприятным для получения достаточных длинны и мощности сопротивления корневой профилированной лопатки. Следует однако, помнить, что в предельном наивысшем последнем контуре турбины чаще всего и реактивные и избыточные напряжения оказываются наибольшими и в корневых сечениях а также

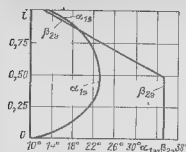


Рис 4.28 Характеристики оптимизированной предпоследней ступени мощной конденсационной турбины при чистых частоте вращения n , величине l/d , длине лопатки l , углах рабочей решетки у корня (α_{12}) и периферии (β_{23})

На рис 4.28 показан пример распределения по высоте характеристики оптимизированной предпоследней ступени ЦНД мощной конденсационной турбины. Для выбранных законов закрутки решеток КИД окажется наименьшим. Поскольку расчет относится к промежуточной ступени при соответствующем профилировании сопловой решетки последующей ступени можно предполагать достаточно полное по высоте использование выходной энтальпии $e/2$ рассматриваемой ступени. Тогда оптимизация должна проводиться по КИД по авторекомендованным параметрам, т.е. по $\eta_{\text{отт}}^*$ см. формулу 3.23

4.6. ПРИМЕРЫ КОНСТРУКТИВНОГО ВЫПОЛНЕНИЯ СТУПЕНЕЙ И ЛОПАТОК

Конструктивно осевые турбинные ступени можно условно разделить на регулирующие ступени, остальные ступени (промежуточные) активного типа, ступени реактивного типа и последние ступени конденсационных или теплофикационных турбин. Регулирующие ступени за регулируемыми отборами теплофикационных турбин часто имеют свои конструктивные особенности, рассмотренные ниже, в § 10.4.

Регулирующие ступени отличаются переменной степенью парциальности, обеспечиваемым последовательным подводом пара к нескольким сопловым сегментам (например, рис. 4.29), расположенным в сопловых коробках.

Расположение сопловых коробок по всей или почти по всей окружности определяется большой степенью парциальности и необходимостью обеспечить равномерный прогрев турбины.

Для регулирующих ступеней с малой степенью парциальности ($e < 0,5$) и при невысокой начальной температуре характера конструкция, представленная на рис. 4.30 и 4.31, б

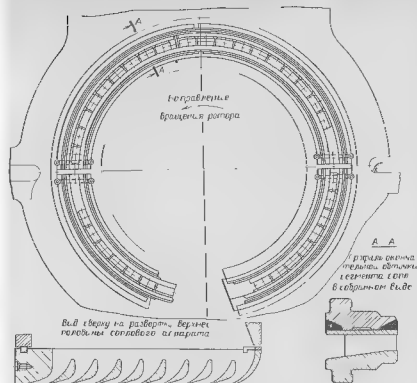


Рис 4.29 Сопловые сегменты регулирующей ступени турбины К 100-Б.8 ЛМЗ

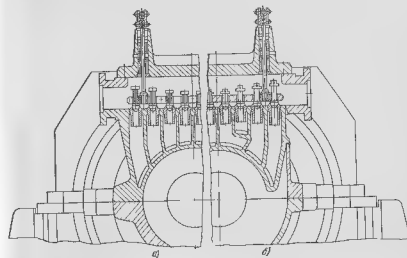


Рис 4.30 Поперечный разрез по вихрепуску турбины КТЗ
а - при малом корпусе, б - при большом корпусе

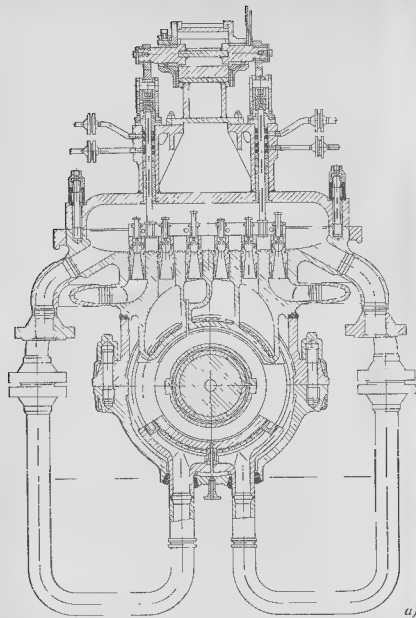
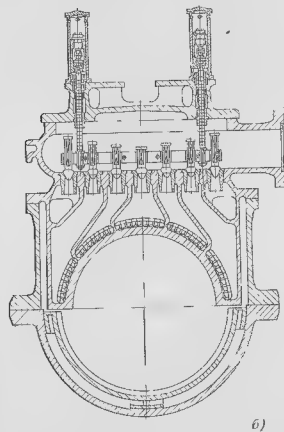


Рис. 4.31 Поперечный разрез по клапанной и сопловым коробкам турбин НЗ I
а) при $\epsilon > 0,5$, б) при $\epsilon < 0,5$

300

На рис. 4.30 - 4.33 представлены чертежи (поперечные разрезы) подвода пара и сопловых коробок турбин сверхкритических параметров, высокого и среднего давления турбин различной мощности.

Во всех случаях стремятся по возможности сблизить сопловые сегменты, чтобы уменьшить потери, связанные с частичным подводом пара, т. е. сократить число дуг концов дуг подвода i [см. формулу (4.16)]. Встречаются конструкции, обеспечивающие при открытии всех регулирующих клапанов почти полный подвод пара ($\epsilon \approx 0,96$), что практически устраняет при этом режиме работы потери, характерные для ступеней с частичным подводом пара ($\zeta_{\text{пар}} \approx 0$).



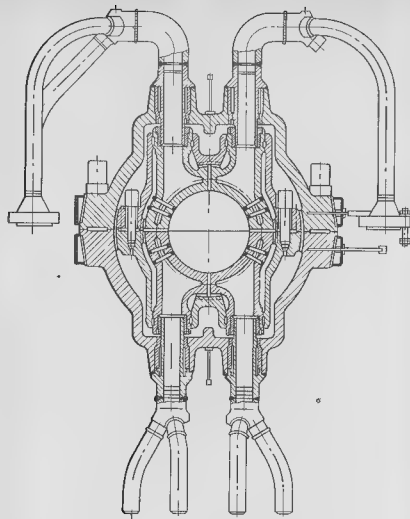


Рис. 4.32. Поперечный разрез по паровпуску турбины К-300-23,5 ЛМЗ

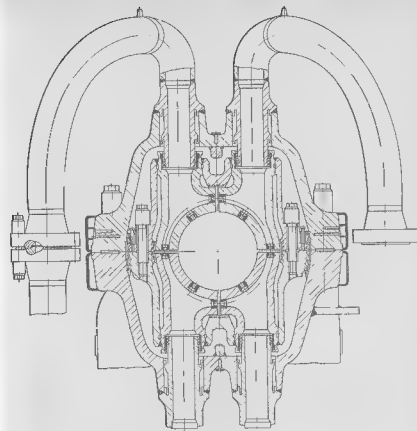


Рис. 4.33. Поперечный разрез по паровпуску турбины К 110-23,5-3 ХТЗ

В регулирующих ступенях сопловые сегменты выполняются сварными, когда и периферийный, и корневой бандажи привариваются к лопаткам или когда корневой бандаж изготавливается фрезерованием заодно со всеми лопатками сегмента, а периферийный приваривается (см. рис. 4.29).

При малых высотах лопаток каналы сопловых решеток выполняются с односторонним меридиональным профилированием, преимущества которого описаны в § 2.4

Рабочие лопатки регулирующей ступени в связи с малыми допускаемыми напряжениями на изгиб выполняются, особенно при высоких параметрах пара, с большой хордой профиля и жесткой конструкции. Это отчетливо видно на примере регулирующей ступени турбины ЛМЗ мощностью 800 МВт на p_0 50 л/с и начальное давление пара p_0 23,5 МПа. Проточная часть этой ступени показана на рис. 4.34, а при высоте рабочей лопатки 40 мм хорда профиля равна 96 мм, так как при номинальном режиме мощность ступени составляет $N=46$ МВт.

На рис. 4.35, а, б показаны проточные части двухвечных ступеней скорости с такого рода профилированием сопловой решетки.

Рабочие лопатки регулирующих ступеней обычно имеют массивный хвостовик, а в некоторых конструкциях даже соединяются с ротором с помощью сварки. Хвостовики лопаток (кроме небольших турбин старых конструкций) фрезеруются заодно с профильной частью. В многих случаях заодно фрезеруется и бандаж, в регулирующих ступенях имеющий при этом большую толщину.

Для повышения жесткости, снижения динамических напряжений в крупных турбинах лопатки по хвостовику и бандажу сваривают в пакет из двух или трех лопаток. В турбинах большой мощности при этом в бандажах устанавливают ленты (одну, две и даже три), которые проходят через два или несколько пакетов (рис. 4.34 и 4.36). Иногда производят перевязку лопаток на круг.

Общая конфигурация регулирующих ступеней, их проточные части видны для двухвечных ступеней скорости на рис. 4.35, для одновечных ступеней на рис. 4.34, а также на продольных разрезах турбин в гл. 10.

В нерегулирующих ступенях активного типа сопловые лопатки располагаются в диафрагмах, состоящих из двух половин (см. гл. 10). Если первая ступень не является регулирующей (в ЦВД, ЦСД, ЦНД), то обычно ее сопловые лопатки устанавливают в обойме или корпусе (см., например, первые ступени ЦВД на рис. 10.13, 10.26, 10.28, 10.32, ЦСД на рис. 10.5, 10.13, 10.19, 10.27, 10.41, ЦНД на рис. 10.13, 10.22, 10.28, 10.32).

Подавляющее большинство нерегулируемых ступеней активного типа, в том числе все ступени турбин насыщенного пара, ступени высокого и среднего давления, а в большей части современных турбин и ступени низкого давления имеют сопловые лопатки, соединенные с бандажами сваркой (рис. 4.36, а также чертежи турбин в гл. 10). Обе решетки с бандажами (рис. 4.37) сваркой соединяются с телом и ободом диафрагм.

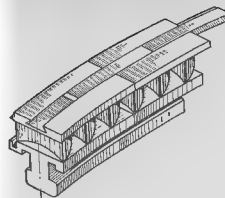


Рис. 4.36 Фото сварного пакета рабочих лопаток регулирующей ступени мощной турбины

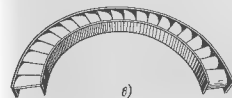
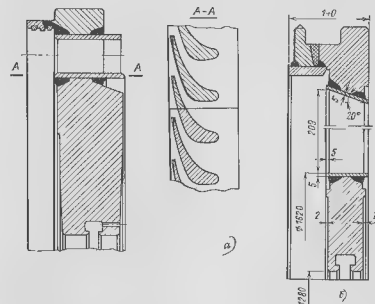


Рис. 4.37 Сварные диафрагмы: а - ступени турбины Т-100 ЛЭЗ; б - ступени низкого давления находящейся турбины насыщенного пара ЛЭЗ; в - готовая решетка половин диафрагмы

лопатки в пакеты, повышает жесткость облопачивания, снижает изгибающие напряжения в лопатках, в закрученных лопатках большой длины ограничивает разворот периферийной части, появляющийся из-за центробежных сил.

Ленточный периферийный бандаж или соединяется с лопатками заклепками (рис. 4.40, а, з) или фрезеруется заодно с лопаткой. Во многих ступенях бандаж имеет специальные усики, позволяющие организовать лабиринтовое уплотнение с малым радиальным зазором (рис. 4.40, а). В ступенях, где проточная часть выполняется конической, бандаж также может быть коническим. Однако в ступенях, значительно удаленных от упорного подшипника, осевые перемещения ротора не позволяют иметь над таким бандажом малые радиальные зазоры. Чтобы избежать возможного при коническом бандаже задевания усиков за неподвижную часть, применяется трапециевидная форма бандажа, которая позволяет в решетке иметь конический обвод, а снаружи бандажа — цилиндрическую поверхность.

Примеры такого бандажа показаны на рис. 4.41, а также на рис. 10.9 для облопачивания ступеней низкого давления турбины ЛМЗ (все ступени, кроме последней).

Ленточные бандажи в последних ступенях турбины несколько повышают растягивающие напряжения в лопатках, да и в самих бандажах могут возникнуть значительные напряжения. Однако опыт показывает возможность выполнения лопаток самых больших размеров с цельнофрезерованным периферийным бандажом (рис. 4.42).

Длинные лопатки часто выполняются без периферийного ленточного бандажа. В большинстве случаев при этом для повышения жесткости облопачивания устанавливают более легкий проволоочный (иногда для уменьшения напряжений трубчатый) бандаж. Такой бандаж в ступенях низкого, а иногда и среднего давления может применяться одновременно с ленточным бандажом (см. рис. 10.13). Обычно вместо скрепляющих проволоку, которые припаявают к каждой лопатке пакета, для демпфирования колебаний применяют демпферную проволоку (иногда состоящую из двух частей, разрезанную вдоль), которая закладывается в сверления в лопатках, прижимается к ним центробежной силой и при колебаниях за счет трения гасит эти колебания.

Проволоочные (и демпферные) связи ухудшают экономичность ступени, создавая дополнительное сопротивление, отклоняя поток; особенно неблагоприятно, когда две связи располагаются близко друг к другу. Отверстие в лопатке обычно требует в этом сечении утолщения профиля, чтобы компенсировать уменьшение его площади. Это утолщение ухудшает эффективность решетки, особенно если оно выпол-

Рис. 4.41. Проточная часть ступени ЦСД турбины К 1200 23,5 ЛМЗ

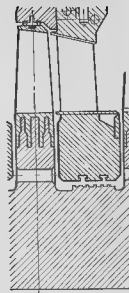
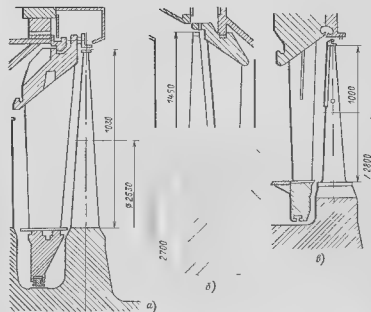


Рис. 4.42. Последние ступени мощных турбин.
а — высоконапорная турбина ХТЗ, б — высоконапорная турбина ХТЗ (см. рис. 4.41), в — ступень турбины ЛМЗ с рабочей лопаткой длиной 1 м



няется на спинке профиля, что сильнее сдвигается на распределении скоростей и давлений по каналу и затрагивает косою срезу, влияние которого на потери при обтекании решетки очень значительно. Однако в ряде случаев технологически удобнее выполнять это утолщение на спинке профиля, а не на стороне давления.

Особенно неблагоприятно влияют на экономичность проточной части проводочные связи в ступенях, работающих в влажном паром. После них образуется влажный след с водяными струйками, с каплями большого размера, существенно снижающий КПД последующих ступеней, а также стимулирующий эрозию лопаток. В местах лонаток, где имеются отверстия под проводочки или выступы, в которых устанавливаются проводочки, неизбежна концентрация напряжений, которая в зоне, близкой к прохождению процесса расширения пара линии насыщения, может усугубить коррозионную усталость лопаток.

В ступенях с большой степенью влажности иногда под бандажом обнаруживается сильная эрозия входного участка профиля, связанная со значительной концентрацией влаги в этом месте. Поэтому (рис 442, в) применяется отрицательная перекрышка и выносуление за сопловыми лопатками, чтобы избежать этой концентрации влаги. Кроме того, периферийный участок лопатки дополнительно усиливается, что необходимо также для плавного перехода от профильной части лопатки к бандажу.

Одним из вариантов бандажного соединения последних лопаток, в частности примененного ХТЗ в тихоходных турбинах насыщенного пара, является установка специальной межлопаточной бандажной полки, соединяемой с лопатками каким-либо способом, например с помощью заклепок, так называемого «вездешника».

Ряд турбостроительных фирм применяют в последних ступенях свободные лопатки, т. е. не имеющие никаких связей. Недостатки этих ступеней рассмотрены выше. Кроме того, при их изготовлении требуется повышенная точность с практически одинаковыми для всех лопаток колеса собственными частотами. Однако такие лопатки подвергаются меньшей эрозии и воздействию коррозии под напряжением [29, 48], они проще при изготовлении, монтаже, дешевле. Для свободных лопаток точнее подсчитываются собственные частоты. Однако (об этом пойдет речь в § 7.4) в отличие от лопаток, соединенных бандажом и имеющих демпферные связи, при режимах с существенно уменьшенным по сравнению с расчетным значением объемного пропуска пара, а также при каких-то изменениях в вибрационных характеристиках (эрозийное изъедание, отложения на профилях) в свободных

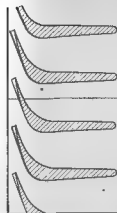


Рис 443 Силловые лопатки турбин ХТЗ. Проточные части ступеней турбин ХТЗ, где применяются такого типа лопатки см. рис 440, б, 442, а и б [59]

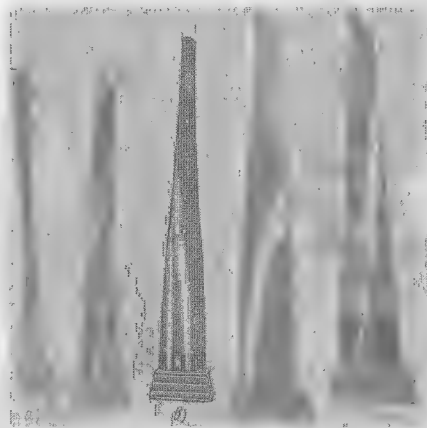


Рис 444 Примеры последних рабочих лопаток мощных турбин:
а) лопатка ЛМЗ длиной 960 мм на 50 Гц, б) лопатка ТМЗ длиной 960 мм на 50 Гц, в) лопатка ХТЗ длиной 1030 мм на 50 Гц, г) лопатка ЛМЗ длиной 1200 мм на 50 Гц, д) лопатка ХТЗ длиной 1450 мм на 25 Гц.

лопатках скорее могут быть повреждения вибрационного характера.

Рабочие лопатки паровых турбин для большинства ступеней изготавливаются из нержавеющей стали, содержащих примерно 13% хрома. В первых ступенях турбин, рассчитанных на очень высокую начальную температуру, для лопаток могут использоваться особые жаропрочные стали, иногда даже аустенитного класса; в последних сильно нагруженных лопатках применяются высококачественные стали с пределом текучести $\sigma_{\text{тек}} = 650 \cdot 750 \text{ МПа}$.

Большой опыт по использованию для последних ступеней лопаток из титанового сплава, обладающего высокой удельной прочностью, т.е. большим, чем у применяемых в турбостроении сталей, отношением предела текучести к плотности материала, имеет ЛМЗ. Для турбин ЛМЗ на $n = 50 \text{ 1/с}$ мощностью 1000–1200 МВт из титанового сплава изготавливаются лопатки длиной 1200 мм. В последнее время титановые сплавы стали использовать для лопаток и некоторые зарубежные фирмы, в частности в ступенях, где можно опасаться усталостной коррозии.

Технология изготовления рабочих лопаток разнообразна: в зависимости от формы лопатки и оборудования на заводе-изготовителе применяются штамповка, фрезерование (прямое и косое), копирование на строгальных и фрезерных станках, электромеханическая обработка, прецизионная штамповка.

На 4.44 показаны последние лопатки разных ступеней мощных паровых турбин, в том числе лопатка длиной 960 мм, применяемая ЛМЗ для турбин мощностью 300, 500 и 800 МВт на $n = 50 \text{ 1/с}$, лопатка ЛМЗ длиной 940 мм (на $n = 50 \text{ 1/с}$), лопатка ЛМЗ длиной 1200 мм (на $n = 50 \text{ 1/с}$) из титанового сплава, лопатка ХТЗ на $n = 50 \text{ 1/с}$ длиной 1030 мм, лопатка ХТЗ для турбин насыщенного пара на $n = 25 \text{ 1/с}$ длиной 1450 мм.

Основные геометрические характеристики последних ступеней мощных паровых турбин приведены в § 6.2 (табл. 6.2).

При проектировании турбин часто применяются заранее отработанные и проверенные в экспериментальных установках типовые ступени. К ним, в частности, можно отнести типовые ступени ЛМЗ с рабочими лопатками постоянного и переменного профиля [42].

Ступени с лопатками постоянного профиля, разработанные МЭИ и испытанные МЭИ и КТЗ, имеют характеристики, приведенные в табл. 4.3 и на рис. 7.16, а. В табл. 4.2 имеются сведения по двухступенным ступеням скорости МЭИ.

Ступени реактивного типа почти не нашли применения в турбинах наших заводов, однако многие зарубежные фирмы их используют (рис. 4.19 и 4.45).

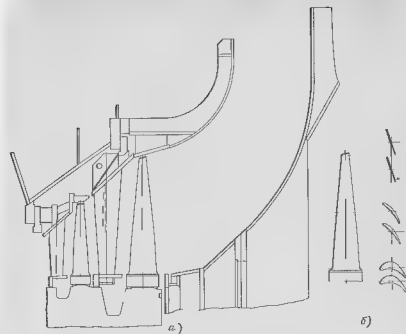


Рис. 4.45 Последняя ступень реактивной турбины (а) и рабочая лопатка с профилями (б)

Особенности конструкции реактивных ступеней заметны главным образом в ступенях высокого и среднего давления и определяются в первую очередь формой профилей и отсутствием диафрагм. Как правило, в этих ступенях профили сопловых и рабочих лопаток также одинаковые или несколько большие в рабочих лопатках, что необходимо из-за возникающих в них доодинительных напряжений от центробежных сил.

Крепление сопловых и рабочих лопаток обычно одинакового типа: хвостовики или такой же формы, как у рабочих лопаток активных ступеней, или иной, специфической для завода-изготовителя. Особенностью сопловых лопаток из-за установки их не в диафрагме, а в обойме или корпусе является уплотнение зазора между лопатками и ротором (рис. 4.19).

В старых реактивных турбинах, а также в турбинах небольшой мощности реактивные лопатки часто выполнялись без бандажа. В современных, особенно мощных турбинах

Таблица 4.2 Двухвентильные ступени скорости МЭИ

Наименование		Тип	
		КС ОА	КС 1А
		для малых G и $0.7 > \epsilon > 0.45$	для больших G и $0.75 < \epsilon < 0.45$
Реактивы	солнечная	С-90-17Ам	С-90-15А или С-90-15Ам
	1-я рабочая	Р-23-14А	Р-26-17А или Р-26-17Ак
	поворотная	Р-30-21Ак	Р-35-25Ак
	2-я рабочая	Р-46-29А	Р-46-29А
Углы выхода	α_1	11 13	14 16
	β_1	14 16	17 19
	α_{15}	20 22	23 25
	β_{25}	28 30	29 32
Отношение площадей	F_2/F_1	1.57 1.56	1.48 1.54
	F_3/F_1	2.4 2.5	2.40 2.50
	F_2/F_3	3.5 3.6	3.4 3.6

Таблица 4.3 Ступени МЭИ активного типа с лопатками постоянного профиля

I_1 , мм	d/I	Солнечная решетка	Рабочая решетка	F_2/F_1
8 20	>20	С-90-12Ам ¹	Р-30-21Ак ²	1.60 1.65
		С-90-15Ам	Р-30-21Ак	1.40 1.50
20 50	>10	С-90-12Ам	Р-30-21Ак	1.55 1.65
		С-90-12А	Р-30-21Ак	1.45 1.65
		С-90-12А	Р-30-21А	1.45 1.65
		С-90-15А	Р-30-21А	1.40 1.50
		С-90-15А	Р-30-21Ак	1.50 1.60
		С-90-15А	Р-35-25А	1.60 1.70
		С-90-15А	Р-30-21А	1.62 1.75
		С-90-15А	Р-30-21А	1.45 1.55
		С-90-15А	Р-35-25А	1.55 1.65
		С-90-15А	Р-35-25А	1.55 1.65
50 100	>8(6)	С-90-12А	Р-30-21А	1.55 1.67
		С-90-15А	Р-30-21А	1.40 1.55
		С-90-15А	Р-35-25А	1.50 1.60

¹ Индекс ам) означает, что солнечная решетка имеет меридиональный обвод и предназначена для уменьшения поперечной потери

² Индекс ак) означает, что рабочая решетка имеет диффузионно-конфурный канал для уменьшения поперечной потери (см. гл. 2)

Тип ступеней			
КС-1Б	КС-0В	КС-1В	КС-2В
для больших G и $0.7 > \epsilon > 0.45$	для малых G и $\epsilon < 0.3$	для больших G и $\epsilon < 0.3$	для больших G и $\epsilon < 0.3$
С-90-1Б или С-90-15Бм	С-90-9В	С-90-15В	С-90-18В
Р-26-17Б или Р-26-17Бк	Р-23-14В	Р-26-17В	Р-35-15В
Р-35-25Ак	Р-30-21Б	Р-35-25Б	Р-46-29Б
Р-50-33А	Р-46-29А	Р-50-33А	Р-60-38А
15 17	9 17	15 17	16 19
17 20	14 17	17 19	24 26
23 - 25	20 22	23 25	29 33
31 33	26 29	29 33	30 45
1.5 1.56	1.6	1.55 1.65	1.56
2.45 2.55	2.7	2.6 3.0	2.86
3.5 3.8	4.5	3.8 4.5	4.5

из-за повышенных требований к экономичности как солнечные, так и рабочие лопатки реактивных ступеней обделаны и хорошо уплотнены.

Вопросы к четвертой главе

1 Какие потери в турбинной ступени учитываются относительным внутренним КПД $\eta_{вн}$?

2 Где больше потери от трения диска первой ступени конденсационной турбины при ее мощности 10 или 20 МВт? Начальные параметры пара, частота вращения тиг, диаметр и теплоперепад ступени одинаковы.

3. Какова физическая сущность потерь в ступени, вызванных парциальным подводом пара?

4 Почему ступени с парциальным подводом пара проектируют с не уменьшенной степенью реактивности?

5 Каковы пути повышения относительного внутреннего КПД ступени при парциальном подводе пара? Почему в ступени имеется оптимальная степень парциальности? При одинаковых расходе и начальных параметрах

пара где больше оптимальная степень парциальности— в одновенечной или в двухвенечной ступени?

6. Две ступени имеют одинаковые число ванцов, диаметр и высоты лопаток, расход пара, частоту вращения располагаемый теплосперепад. В первой ступени парциальность равна $e^1 = 0,2$, во второй — $e^2 \sim 0,6$. В какой из этих ступеней больше относительные потери от трения диска, вентиляционные, сегментные? Во сколько раз?

7. Как меняется энтальпия пара перед и за лабиринтовым уплотнением? В каком (по направлению потока) из зазоров лабиринтового уплотнения при одинаковом δ , наибольшая скорость пара? Как зависят утечки пара через ступенчатое лабиринтовое уплотнение от числа зазоров (гребней)?

8. Какие возможны случаи (направления) протечек пара в турбинной ступени активного типа с диафрагмой и диском?

9. Как влияет на КПД ступени $\eta_{\text{д}}$ направление корневой протечки? Как изменится корневая протечка (по направлению и величине) при увеличении площади разгрузочных отверстий на диске?

10. Что такое эквивалентный периферийный зазор? Как он подсчитывается?

11. Какие типы надбандажных уплотнений применяются в турбинных ступенях? Каков из таких уплотнений при относительно небольшой протечке применяется для предотвращения или уменьшения венцовых сил, вызывающих низкочастотную вибрацию ротора?

12. Каковы причины снижения КПД ступени при работе во влажном паре?

13. От каких основных факторов зависит потери от влажности? Какова основная составляющая потеря от влажности в первой ступени ЦВД турбины насыщенного пара? В последующих ступенях этого ЦВД?

14. Как дополнительные потери (от трения диска, от парциального подвода пара от протечек, от влажности) влияют на оптимальное отношение скоростей $u/c_{\text{д}}$?

15. В каких ступенях турбины возникает эрозия рабочих лопаток? В каком месте профиля и высоты лопатки эта эрозия самая сильная?

16. Каковы пути снижения, ослабления вредного влияния влаги?

17. По каким параметрам ступени проводится ее оптимизация, обеспечивающая наивысший КПД?

18. При одинаковых расходе и параметрах пара частоте вращения и диаметре ступени, степени реактивности уплотнения в какой из ступеней больше оптимальное значение угла α_{13} — в последней или в промежуточной ступени оттока? Почему?

19. В какой из ступеней будет больше оптимальная реактивность — с небандажными лопатками или с бандажными и хорошо уплотненными у периферии лопатками? В рассматриваемых ступенях одинаков расход и начальные параметры пара, тип и диаметр, частота вращения, угол α_1 . Лопатки постоянного по высоте профиля

390

20. Каковы достоинства и недостатки ступеней реактивного типа по сравнению со ступенями активного типа в ЦВД и ЦСД турбин?

21. Чем неблагоприятна по экономичности установка в профильной части рабочих лопаток проволочных (демпферных) связей?

22. Какие типы и конфигурации бандажных рабочих лопаток применяются в турбинах? Их преимущества и недостатки?

Глава пятая

МНОГООСТУПЕНЧАТЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

5.1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС МНОГООСТУПЕНЧАТОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Кроме небольших, вспомогательных, паровые турбины в том числе энергетические, а также судовые выполняются многоступенчатыми.

В § 1.1 отмечалось, что принципиальное различие между многоступенчатыми активными и реактивными турбинами, которое было заметным в первый период развития турбостроения, впоследствии значительно сгладилось, и многие современные паровые турбины часто выполняются с активными ступенями в области повышенного давления пара и с реактивными ступенями в части низкого давления. Тем не менее по конструктивным признакам разделение между активными и реактивными турбинами сохранилось до сих пор. Также сохранились и некоторые особенности в методах проектирования тех и других турбин. Поэтому в дальнейшем мы оставим условное деление между активными и реактивными турбинами. Однако, говоря о турбинах активных, будем допускать в них и ступени, работающие со значительной степенью реактивности. Под реактивными подразумеваются турбины, имеющие в большинстве ступеней реактивность $\rho_{\text{ст}} \approx 0,5$.

На рис 5.1 показана конструктивная схема проточной части многоступенчатой активной турбины. На общем валу насажены ряд дисков, на периферии которых располагаются рабочие лопатки. Диски разделены диафрагмами, в которых установлены сопловые лопатки. В сопловых решетках происходит расширение пара. Элемент турбины, состоящий из диафрагмы и последующего диска с рабочими лопатками, образующими

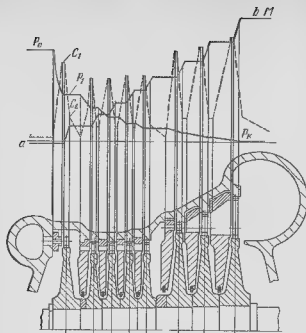


Рис. 51 Схема проточной части турбины активного типа

рабочую решетку, представляет ступень активной турбины. Диафрагмы двух соседних ступеней образуют камеру, в которой располагается диск, несущий рабочую решетку.

Во многих турбинах применяется сопловое парораспределение. При этом первая ступень при изменении пропуска пара работает с изменяющейся парциальностью и в этом отношении отличается от последующих ступеней турбины. Такая ступень называется регулирующей и выполняется при относительно малых расчетных теплоперепадах в виде одновенечной активной ступени, при значительных теплоперепадах - в виде двухвенечной ступени скорости.

В многоступенчатой турбине полный располагаемый теплоперепад от начального состояния пара до давления в выходном патрубке распределяется между последовательно расположенными ступенями турбины. Таким образом, каждая из ступеней перерабатывает лишь часть общего теплоперепада, приходящегося на всю турбину.

На рис. 5.1 представлены графики изменения давления пара и скоростей парового потока по отдельным ступеням активной турбины. Пар, подводимый к турбине, протекает через сопловый и регулирующие клапаны. Это течение сопровождается

потерями, так что давление пара p_0 перед сопловой решеткой регулирующей ступени несколько ниже (на 3-6%), чем давление перед сопловым клапаном турбины. В сопловой решетке первой ступени пар расширяется от давления p_0 до давления p_1 . $p_{р.ст.}$, за счет чего скорость при истечении из сопловой решетки возрастает до c_1 .

Основная часть кинетической энергии $c_1^2/2$ парового потока преобразуется при протекании рабочей решетки регулирующей ступени в энергию вращения ротора турбины, так что при выходе из рабочих лопаток парового потока имеет незначительную скорость c_2 .

Таким образом, расширение пара продолжается в последующих ступенях до тех пор, пока не будет достигнуто давление p_K в выходном патрубке турбины. В ступенях высокого и среднего давления активной турбины обычно предусматривается невысокая степень реактивности. В ступенях низкого давления реактивность увеличивается.

Линия ab в диаграмме на рис. 5.1 показывает изменение вращающего момента на валу турбины. Крутящие моменты, передаваемые дисками каждой последующей ступени суммируются, так что величина момента возрастает и суммарный момент M соответствует суммарной мощности A , которую при частоте вращения ω турбина передает ротору соединенного с ней генератора электрического тока $N = 10^{-3} M \omega$ кВт.

Небольшой отрицательный момент на переднем конце вала определяется затратой мощности на привод масляного насоса, расположенного в картере переднего подшипника.

На рис. 5.2 показан в h, s -диаграмме процесс расширения пара в многоступенчатой активной турбине. Процесс состоит из последовательных процессов отдельных ступеней, причем конечное состояние предыдущей ступени является началь-

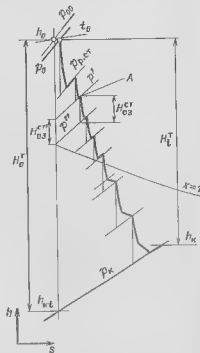


Рис. 5.2 Процесс расширения пара в многоступенчатой активной турбине

ным для последующей. Ступени низкого давления выполнены со значительной реактивностью на среднем диаметре.

По мере расширения пара и понижения его давления растут удельные объемы пара. Для пропуска возрастающих объемов постепенно от ступени к ступени увеличиваются проходные сечения сопловых и рабочих решеток, что в основном достигается увеличением диаметров ступеней и высот лопаток.

При большом числе ступеней приходится размещать их в двух или даже в трех цилиндрах.

На рис. 5.3 показана конструктивная схема проточной части реактивной турбины. Если в реактивной турбине применено сопловое парораспределение, то первая (регулирующая) ступень выполняется активной. Активная одновентная регулирующая ступень показана и на рис. 5.3. Так как регулирующая ступень работает с парциальным подводом пара, то, чтобы обеспечить высокую ее эффективность, ступень (§ 4.2) следует проектировать с небольшой степенью реактивности.

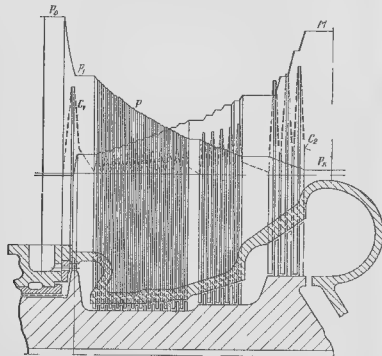


Рис. 5.3. Схема проточной части турбины реактивного типа (с активной регулирующей ступенью)

За регулирующей ступенью размещаются реактивные ступени, которые всегда выполняются с полным подводом пара. Если в активных турбинах малой мощности применять парциальный подвод пара в первых нерегулируемых ступенях, то для реактивных турбин такая возможность исключается.

Рабочие лопатки реактивных ступеней устанавливаются непосредственно на барабане, а сопловые лопатки крепятся в корпусе турбины или в обоймах.

Расположение сопловых лопаток в диафрагмах, а рабочих на дисках в реактивной турбине привело бы к большим осевым усилиям, действующим на ротор (см. § 5.5), увеличению осевых габаритов турбины и ее удорожанию.

На рис. 5.3 приведены графики изменения давлений и скоростей пара в реактивной турбине. На рис. 5.4 построен процесс расширения пара в реактивной турбине в h , s -диаграмме. Поскольку расширение пара происходит как в сопловых, так и в рабочих решетках, изменение состояния пара при его расширении изображается непрерывной плавной кривой.

В связи с большими значениями $(u/c_{ф})_{\text{от}}$ согласно (3.33) реактивные ступени при той же окружной скорости u перерабатывают меньший теплоперепад, чем активные, и число их в многоступенчатой турбине больше.

Разбивка общего теплоперепада между отдельными ступенями, которая осуществляется в многоступенчатых турбинах, создает ряд преимуществ, позволяющих достигнуть высокого КПД всей многоступенчатой турбины.

Основные преимущества многоступенчатой турбины заключаются в следующем.

1. С применением значительного числа ступеней можно для каждой ступени

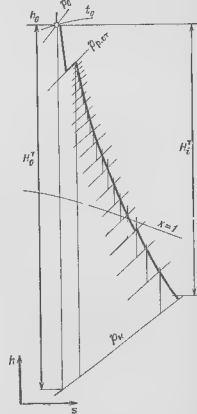


Рис. 5.4. Процесс расширения пара в многоступенчатой турбине реактивного типа в h , s -диаграмме

выбрать небольшой теплоперепад, даже при умеренных окружных скоростях рабочих лопаток обеспечить значения u/ϵ_0 , при которых КПД отдельных ступеней достигают максимума.

2. Уменьшение теплоперепада и связанное с этим уменьшение диаметра ступени (при заданной частоте вращения) приводит к увеличению высот сопловых и рабочих лопаток или к увеличению степени парциальности в тех ступенях, которые работают с малыми объемными расходами пара, как, например, ступени, расположенные в области значительных давлений пара, где удельные объемы пара невелики. В связи с этим даже при мощностях турбины 4000–6000 кВт и частоте вращения $n = 50$ 1/с во всех ступенях турбины (за исключением регулирующей) обычно удается обеспечить степень парциальности, равную единице, и достаточную высоту сопловых и рабочих лопаток.

В регулирующей ступени степень парциальности не достигает единицы, так как наличие стенок, отделяющих одну сопловую группу от другой, заставляет сохранять промежутки между сопловыми группами, уменьшающие степень парциальности. Даже если пар в регулирующей ступени подводится по всей окружности, степень парциальности в ней составляет не более 0,8–0,96.

Достижение полной парциальности и достаточной высоты лопаток нерегулируемых ступеней многоступенчатых турбин является существенным фактором повышения КПД турбины.

3. При удачном очертании проточной части кинетическая энергия потока пара, покидающего ступень турбины, может быть частично или даже полностью использована в последующей ступени. Таким образом, увеличивается располагаемый теплоперепад $H_0 > H_0'$ большинства ступеней. Выходная скорость полностью теряется обычно лишь в регулирующей и в последних ступенях турбины и ее отдельных цилиндрах.

4. Потери энергии в каждой ступени турбины как это видно из h_s -диаграмм на рис. 52 и 54, вызывают повышение температуры пара перед последующими ступенями. Это обстоятельство приводит к тому, что фактический располагаемый теплоперепад для какой-либо промежуточной ступени (например теплоперепад H_{03} для третьей ступени (рис. 52), взятый между изобарами p' и p'' , несколько превышает теплоперепад H_{03} между теми же изобарами, взятый по основной изохронте. Таким образом, потери в предыдущей ступени вызывают увеличение теплоперепада в последующих ступенях и могут быть в них частично использованы.

В результате сумма располагаемых тепловых перепадов в многоступенчатой турбине больше, чем располагаемый теплоперепад, взятый для всей турбины по основной изохронте H_0 .

Возможность частичного использования в последующих ступенях потерь при течении в предыдущих ступенях также является существенным преимуществом многоступенчатой турбины.

Использованный теплоперепад отдельной ступени H_i можно представить как произведение располагаемого теплоперепада ступени H_0 на ее η_{0i} . Таким образом,

$$H_i = H_0 \eta_{0i}$$

Использованный теплоперепад всей турбины найдется как сумма использованных перепадов отдельных ступеней

$$H_i' = \sum H_i = \sum H_0 \eta_{0i} = \sum (H_0' + q) \eta_{0i} \quad (5.1)$$

Если предположить, что КПД всех ступеней одинаковы, то η_{0i} может быть вынесен как общий множитель за знак суммы.

Тогда найдем

$$H_i' = \eta_{0i}' \sum H_0 = \eta_{0i}' \sum (H_0' + q) = \eta_{0i}' (H_0' + Q) \quad (5.2)$$

Здесь H_0' представляет собой располагаемый теплоперепад для всей турбины, взятый по основной изохронте, Q — часть потерь (в тепловых единицах) в ступенях турбины, которые могут быть использованы в последующих ступенях.

С другой стороны, использованный теплоперепад для всей турбины равен

$$H_i' = H_0 \eta_{0i}'$$

Сравнивая два выражения для использованного теплоперепада, находим, что КПД всей турбины η_{0i}' представится так

$$\eta_{0i}' = \eta_{0i}' \left(1 + \frac{Q}{H_0'} \right) \eta_{0i}' (1 + q_i) \quad (5.3)$$

Отношение $q_i = Q/H_0'$ называется коэффициентом возврата теплоты и определяет долю потерь, которые могут быть использованы в последующих ступенях турбины.

Таким образом, формула (5.3) показывает, что относительный КПД всей многоступенчатой турбины больше, чем средний КПД ее отдельных ступеней.

Для приближенной оценки коэффициента возврата теплоты можно пользоваться такой удобной формулой

$$q_i = k_i (1 - \eta_{0i}') H_0'^{-1}, \quad (5.4)$$

в которой коэффициент k_t для турбин, работающих только в области перегретого пара, следует принимать равным $4,8 \cdot 10^{-4}$; если вся линия процесса лежит в области влажного пара, $k_t = 2,8 \cdot 10^{-4}$, а для турбин, у которых процесс расширения переходит из области перегретого в область влажного пара, $k_t = (3,2 \div 4,3) \cdot 10^{-4}$. В формуле (5.4) размерность H_0 кДж/кг

На диаграмме на рис. 5.5 приведены кривые изменения коэффициента возврата теплоты в зависимости от числа ступеней турбины при различных значениях относительных внутренних КПД ступеней. Эти кривые подсчитаны для процесса, в котором $p_0 = 9,0$ МПа, $t_0 = 500^\circ \text{C}$, $p_k = 4$ кПа ($k_t = 3,8 \cdot 10^{-4}$). Величина q , для обычных проточных частей составляет 0,03–0,08.

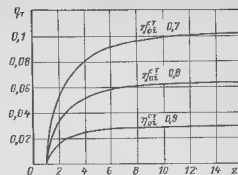
Формулы (5.2)–(5.4) были найдены в предположении, что теплопередачи отдельных ступеней равны между собой. Если эти условия в действительности не соблюдаются, то погрешность при оценке коэффициента возврата теплоты может возрасти, хотя все же в большинстве случаев точность определения оказывается достаточной для практических расчетов.

В многоступенчатой турбине могут быть выполнены отборы пара для регенеративного подогрева питательной воды, что позволяет существенно повысить экономичность теплового цикла, т. е. КПД турбоустановки.

Перечисленные положительные факторы позволяют достигнуть в многоступенчатой турбине и во всей турбоустановке повышенной экономичности. Наряду с этим в многоступенчатой турбине возникают дополнительные потери, которых нет в одноступенчатых турбинах или которые не имеют в этих турбинах существенного значения. Так, например, потери от перетекания пара, которыми можно пренебрегать в одноступенчатых турбинах, в многоступенчатых турбинах сказываются иногда довольно сильно.

Поскольку в камере регулирующей ступени давление выше атмосферного, часть пара, вышедшего из сопловых групп регулирующей ступени, вытекает через уплотнение из камеры ступени и не принимает участия в работе последующих ступеней (см. § 5.3). Кроме того, утечки пара происходят также через уплотнение промежуточной диафрагмы, так что не все количество пара, идущего к последующим ступеням турбины, проходит через сопла диафрагмы, возникают также утечки пара через радиальные зазоры рабочих лопаток. Наличие этих утечек может привести к значительному снижению КПД ступени, особенно в тех ступенях, которые работают с небольшими объемными пропусками пара (см. § 4.3). При правильном выборе конструкции удается снизить эти добавоч-

Рис. 5.5 Влияние числа ступеней и среднего КПД ступеней на коэффициент возврата теплоты



ные потери и обеспечить в многоступенчатой турбине высокий КПД.

Однако следует иметь в виду, что многоступенчатые турбины являются сложными и дорогостоящими машинами, применение которых оправдывается достижением несомнимой экономичности.

Если для турбины большой мощности выигрыш в повышении КПД при их выполнении многоступенчатыми существенно удорожания конструкции, то для турбин малой мощности, применяемых для привода различных агрегатов вопрос о том, выполнять ли турбину одно- или многоступенчатой, решается на основе технико-экономических расчетов. В транспортных установках выбор числа ступеней связан также с ограничением массы и габаритов турбины.

5.2. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ГРУППЫ СТУПЕНЕЙ ВЛАЖНЫМ ПАРОМ

Влияние влажности на характеристики турбинных решеток и ступеней было рассмотрено в § 2.8 и 4.4, и показано, что даже при упрощенных расчетах требуется достаточно полная информация о физических и геометрических параметрах ступеней. Гораздо сложнее учитывать это влияние для группы ступеней. Это объясняется тем, что группа ступеней по сравнению с одиночной ступенью имеет многократно большее число параметров, влияющих на КПД и другие характеристики проточной части. Кроме того, данных опытов с группами ступеней, работающих на влажном паре, пока еще мало.

Чаще всего результаты исследований группы ступеней обрабатываются в форме зависимости

$$\eta_{от}^{гг} = \eta_{от}^{ст} / \eta_{от}^{ст,н} = 1 - a)_{ср.} \quad (5.5)$$

В случае, когда процесс расширения пара начинается в области перегретого пара, под средней влажностью

понимается $u_{cp} = 0,5 u_0 H_0^{0,5} / H_0$, где $H_0^{0,5} / H_0$ — доля теплоперепада, приходящегося на область влажного пара (рис 5б).

Опыты, проведенные на экспериментальных и натурных турбинах, хотя кое в чем давшие разноречивые результаты, позволяют сделать следующие выводы:

1. Экономичность группы ступеней снижается при работе на влажном паре. Чем больше средняя влажность, тем ниже КПД.

2. Даже когда средняя влажность составляет $u_{cp} = 0,005$ — $0,02$, т. е. когда из всех ступеней группы практически только одна последняя работает влажным паром, снижение КПД настолько ощутимо, что могло быть измерено на натурном стенде или в экспериментальной турбине.

3. Отнесенное к средней влажности снижение $\Delta \eta_{от}^{0,5} / u_{cp}$, т. е. коэффициент a в формуле (5.5), оказывается наибольшим именно при незначительной величине u_{cp} , т. е. когда потери от влажности относятся к одной ступени. Это подтверждает рассмотренное выше сильное влияние потерь от неравномерности процесса начальной конденсации, относительно более сильное, чем влияние потерь от разгона, торможения и т. п., определяемых в случае работы ступеней с влагой, образовавшейся в предыдущих ступенях.

4. С увеличением числа ступеней, работающих влажным паром, относительное снижение КПД группы ступеней $(1 - \eta_{от}^{0,5}) / u_{cp}$ возрастает, так как при работе на влажном паре доля крупнодисперсной влаги $\lambda_{кр}$ от ступени к ступени возрастает и тем самым увеличиваются потери от влажности.

5. Опыты не показали четкой зависимости относительных потерь $(1 - \eta_{от}^{0,5}) / u_{cp}$ от абсолютного давления пара, номинальной частоты вращения, размеров и конфигурации проточной части. Однако два фактора являются очевидными ступени с рабочими лопатками без бандажа, хотя и имеют пониженный КПД, менее чувствительны к влиянию влажности; аэродинамически более совершенные проточные части также в меньшей степени подвержены влиянию влажности.

Для поступательного расчета проточной части, работающей влажным паром, следует использовать методику, изложенную

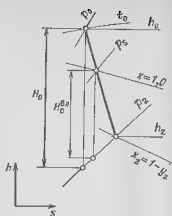


Рис. 5б К определению КПД группы ступеней при работе на влажном паре

в § 4.4. Экономичность ступени, процесс расширения в которой пересекает линию насыщения или начинается в области влажного пара при мелкодисперсной влаге, образованной до проточной части, например в первой ступени ЦВД турбины насыщенного пара, рассчитывается по формуле (4.41). По иному выполняется расчет последующих ступеней, т. е. ступеней, на входе в которые влага образовалась в предшествующей ступени или группе ступеней. В этом случае одним из определяющих параметров является доля крупнодисперсной влаги $\lambda_{кр}$, от нее зависит коэффициент в формуле (4.50).

Доля крупнодисперсной влаги $\lambda_{кр}$ является функцией большого числа физических и геометрических параметров, в частности давления пара p и числа ступеней, работающих влажным паром и предшествующих рассматриваемой ступени. По приближенной оценке можно принять (см с 287, кн 1)

$$\lambda_{кр} = 0,07 \tau_{пл} (0,5 - 0,094 \ln p_0) \quad (5.6)$$

Подчеркнем, что зависимость (5.6) является сугубо приближенной, так как, с одной стороны, и влажность, и ее дисперсность по высоте ступени переменны, а с другой, на $\lambda_{кр}$ оказывают влияние многие параметры проточной части. Учет их требует накопления большого числа экспериментальных данных и гораздо более сложной методики расчета.

Если в одиночной ступени, например в одноступенчатой экспериментальной турбине, где по всей высоте ступени условия (влажность, дисперсность) перед сопловой решеткой одинаковы, и теория, и опыты показывают, что влажность за ступенью увеличивается от корня к периферии, то в случае нескольких ступеней картина распределения влаги будет иной. Дело в том, что КПД в каждой ступени меняется по радиусу из-за разной по радиусу реактивности, разных треугольников скоростей и, главное, разных потерь при обтекании решеток.

Наибольшие потери отвечают концевым зонам корневой и периферийной. При этом оказывается, что на выходе из первой ступени группы у концов лопаток из-за пониженного КПД температура (если пар перегретый) выше, чем в средней до высоте области (если пар влажный, то у концов лопаток выше степень сухости).

В результате обнаруживается, что в последних ступенях группы наивысшая влажность отвечает в зависимости от конкретных режимных и геометрических параметров группы ступеней зоне высоты лопаток $l = 0,6 - 0,9$ (рис 4.23). В связи с этим в ЦВД на входе в который пар перегретый, конденсация в средней по высоте части лопаток начинается раньше, чем в крайних зонах (рис 5.7). Однако по меридиональному обводу, а также в следах за проволоочными связями имеются локальные зоны повышенной влажности, большой доли крупной

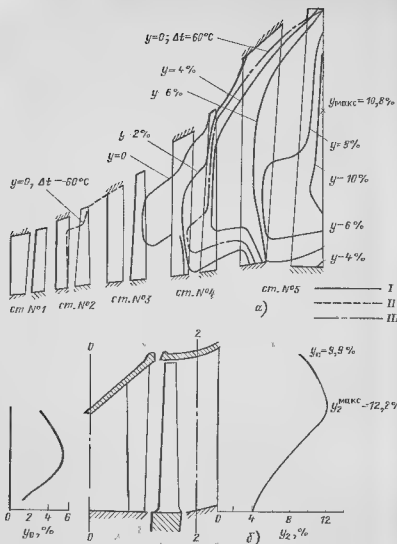


Рис 5.7. Распределение степени влажности y .
 а) расчеты по проточной части ЦНД турбины I номинальный режим при $t_{\text{вх}} > t_{\text{н}}$, II $t_{\text{вх}} = t_{\text{н}} = 60^\circ\text{C}$, III $t_{\text{вх}} = 60^\circ\text{C}$, б) по опытам перед и за последней ступенью к штиной турбины

Для грубой оценки, сравнительных расчетов, при расчетах тепловых схем часто пользуются формулой (5.5), прирав для нее $\alpha = 0,8$.

В турбинных ступенях, работающих влажным паром, часто наблюдается эрозия поверхности рабочих лопаток. В результате эрозии происходит как бы выщербление металла, поверхность лопатки становится неровной, гребчатой, с выступами и полостями (кавернами). Эрозия может захватить значительную часть профиля, иногда до 0,2–0,3 хорды его, и привести к отрыву части лопатки. Даже незначительная эрозия меняет вибрационные и прочностные характеристики лопаток, что может быть причиной их поломки, а также ухудшает КПД ступени. Пример эродированных лопаток представлен на рис. 5.8.

Причиной эрозии является сложное взаимосвязанное ударное и кавитационное воздействие в лопатках. Ударное воздействие ощущается не сразу и разрушение начинается с микроскопических трещин и язвин, постепенно захватывающих большие поверхности.

Для анализа процессов, вызывающих эрозионное воздействие капель на лопатки, рассмотрим спектр потока на выходе из сопловой решетки. Как видно из рис. 2.37, жидкую фазу покидающую сопловую решетку, можно разделить на три потока: частицы, прошедшие через канал без контакта с поверхностью профиля; частицы, образовавшиеся в результате отражения и срыва капель; частицы, возникшие при дроблении пленки, сходящей с выходных кромок сопловых лопаток.

Эти потоки имеют разные скорости c'_1 и разные направления α'_1 , отличающиеся от местных скоростей c'_0 и углов α'_0 потока паровой фазы.

Условно весь влажный пар, выходящий из сопловой решетки, разделим на три группы: пар и мелкодисперсную, в виде тумана, влагу, скорости и направления которой почти одинаковы с c'_1 и α'_1 (рис. 5.9), пленочный поток крупных капель с малой скоростью $c'_{\text{пл}} (v_{\text{пл}} = c'_{\text{пл}}/c'_1 = 0,05 - 0,15)$ и углом выхода, близким к углу наклона выходной кромки, т.е. $\alpha'_{\text{пл}} = \alpha_1 + (2 \div 6)^\circ$, и срывающий поток со скоростью $c'_{\text{ср}}$ меньшей, чем скорость пара, но существенно большей, чем скорость пленочного потока $(v_{\text{ср}} = c'_{\text{ср}}/c'_1 = 0,3 - 0,7)$, и очень большими углами $\alpha'_{\text{ср}} = 40 - 70^\circ$. Соответственно и в относительном движении на рабочую лопатку условно попадут три потока.

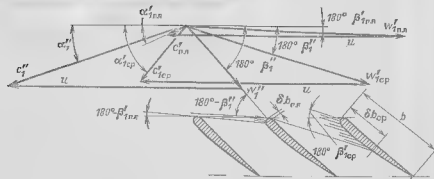
Представленные на рис. 5.9 входные треугольники скоростей типичны для периферийной зоны последних ступеней. И срывающий, и особенно пленочный поток попадает на лопатки со скоростью w'_1 , существенно большей, чем скорость w'_0 , и близкой по своей величине к окружной скорости u , и под углом $\beta'_1 > \beta'_0$.

Так, в численном примере, показанном на рис. 5.9, при коэффициентах скольжения $v_{\text{пл}} = 0,1$ и $v_{\text{ср}} = 0,4$ и отношении скоростей $u/c'' = 1,26$ получим, что $w'_{\text{пл}}/w'_0 = 2,55$ и $w'_{\text{ср}}/w'_0 = 2,2$.



←
Рис 5.8 Пример эродированных лопаток

Рис 5.9 Входные треугольники скоростей паровой и жидкой фаз для периферийного сечения ступени большой осевой турбины. Один из них означает параметры жидкой фазы для ступени, выходящей к потоку крупных капель, возникающих при дроблении пленки скользящей с выходных кромок сопловых лопаток из-за «срыва» к частицам, образующимся в результате отрыва и срыва капель.



и вместо $\beta'_{1гр} = 134^\circ$ углы входа крупнодисперсной влаги составляют $\beta'_{1гр} = 178^\circ$ и $\beta'_{1ж} = 162^\circ$, т.е. влага попадает на рабочие лопатки под существенно большим углом, чем скелетный угол входа профиля.

В результате этого на относительно небольшой ширины участок δb профиля ударяют капли пленочного и срывного потоков. В периферийной зоне ступени с высокой реактивностью p_a и большими окружными скоростями u_a удельная плотность воздействия влаги на поверхность рабочих лопаток оказывается больше, чем в сечении на выходе из сопловой решетки, так как здесь $\sin \alpha'_1 / \sin \beta'_1 > 1$. Для примера, представленного на рис. 5.9, плотность пленочного потока увеличивается примерно в 10, а срывного в 5 раз. Таким образом, плотность потока крупнодисперсной влаги в относительном движении существенно возрастает, что способствует эрозионному разрушению

Водяная пленка, срывающаяся с периферийных меридиональных обводов проточной части, а также крупная влага, отбрасываемая центробежными силами, попадают на периферийные участки рабочих лопаток, эродируя их входные кромки. Это подтверждается практикой эксплуатации многих турбин (см., например, рис. 5.8) и экспериментальными исследованиями. Очевидно, что чем больше угол β'_1 и окружная скорость u_a , тем больше будет скорость u'_1 / c'_0 удара капель на входе в рабочую решетку, тем больше будет разность $\beta'_1 - \beta'_2$ и тем выше отношение $\sin \alpha'_1 / \sin \beta'_1$ и, следовательно, плотность потока влаги.

В последних ступенях ЦНД крупных турбин окружная скорость периферии рабочих лопаток заметно превышает скорость звука и относительная скорость входа капель влаги на рабочие лопатки также оказывается сверхзвуковой. При этом наиболее вероятным оказывается их эрозионное воздействие [48].

Предупреждение эрозии, что является безусловным требованием нормальной работы турбины, может идти двумя принципиально разными, обычно применяемыми одновременно путями активным и пассивным.

Активный путь означает:

1) уменьшение влажности перед ступенью y_0 , что достигается повышением начальной температуры пара и снижением начального давления, применением промежуточного перегрева пара, понижением разделительного давления, применением эффективной внешней сепарации, увеличением теплоперепада в последней ступени, где, очевидно, следует ожидать наибольшей эрозии;

2) уменьшение фактической влажности перед рабочей лопаткой, достигаемое применением различных высокоэффективных способов влагоудаления в проточной части, в том числе сепарацией влаги из предшествующей сопловой решетки.

Поскольку, как показал опыт эксплуатации, местные сопротивления проволоки на лопатках, стойки, рыхлые изломы проточной части и т.п. приводят к локальной концентрации влаги и повышенной в результате этого эрозии, желательно избегать их в области влажного пара:

3) уменьшение ударного воздействия капель влаги на рабочие лопатки, что достигается, в частности, увеличением осевого зазора между сопловыми и рабочими лопатками, благодаря чему возрастает коэффициент скольжения и прогрессирует дробление капель. Для ступеней большой осевой турбины осевой зазор увеличивают в периферийной зоне, где в основном и происходит эрозия лопаток. В то же время в связи с высокой реактивностью в этой зоне увеличение осевого зазора не столь сильно сказывается на экономичности ступени.

В некоторых турбинах осевой зазор в периферийной части последних ступеней доходит до 100 мм и более;

4) снижение окружной скорости на периферии лопаток u_n . При прочих равных условиях, т.е. влажности на входе в ступень g_0 , углах выхода α_1 , степени реактивности P_n и зазорах, снижение окружной скорости, как видно из рис. 5.9, уменьшает плотность шнечного и срывного потоков, попадающих на поверхность рабочих лопаток.

Пассивные методы борьбы с эрозией включают:

1) применение для лопаток материалов, к которым надо отнести нержавеющие стали, титановые сплавы и др.;

2) установку на той части лопаток, которая подвергается эрозии, накладок из весьма эрозионно стойких материалов, износостойких, однако, для изготовления всей лопатки. Таким материалом является стеллит сплав на кобальтовой основе. Для того чтобы уменьшить скалывающие напряжения в шве, которые могут возникнуть при вибрации лопаток и обеспечить свободу тепловых расширений лопатки накладки выполняются из нескольких частей, расположенных по длине входной кромки лопатки.

Стеллитовые накладки широко применяются на лопатках ЦНД многих паровых турбин, в том числе турбин ЛМЗ и ТМЗ (см., например, рис. 10.9, 10.10, 10.41 и др.);

3) термическую обработку лопаток или отдельных их частей, а также покрытие поверхности лопаток, ХТЗ, например, в своих турбинах, в том числе турбинах насыщенного пара, применяет для рабочих лопаток последней ступени поверхностное электроискровое упрочнение выходных кромок твердым сплавом. Сущность этого метода заключается в направленном переносе металла с электрода на лопатку под действием электрического разряда. После того стойкость против эрозии у высокохромистой нержавеющей стали повышается в несколько раз.

Опыт эксплуатации обычных турбин как со значительными окружными скоростями вплоть до $u_n = 540 - 700$ м/с при умеренных степенях влажности ($g_0 = 7 - 9\%$), так и с меньшими u_n , но при степенях влажности, достигающих до 12 - 16%, показал, что активными и пассивными методами можно избежать опасного эрозионного повреждения лопаток.

Как упоминалось, для уменьшения истинной влажности, главным образом уменьшения количества крупнодисперсной влаги, и тем самым для повышения надежности и экономичности в проточной части турбин насыщенного пара, а также в последних ступенях турбин высоких начальных параметров осуществляется сепарация.

Сепарация влаги в проточной части может производиться различными способами, в том числе отсосом водяной

пленки с поверхности сопловых лопаток или из их кромок — так называемая внутриканальная сепарация.

Водяная пленка, образующаяся на поверхности сопловых лопаток при сходе с выходных кромок, дробится на капли, которые оказывают решающее влияние на эрозию рабочих лопаток и играют главную роль в снижении экономичности ступени. Отсос этой пленки, а также удаление капель до того, как они покинут сопловую решетку, существенно уменьшает эрозию лопаток. Этот отсос производится через щели радиальнолагаемые в различных местах обвода профиля (рис. 5.10). Влага через эти щели попадает во внутреннее пространство полости сопловой лопатки, которое соединено с областью пониженного давления, например непосредственно с конденсатором.

В зависимости от формы канала сопловых решеток, как было показано на рис. 2.36 и 2.37, основная доля скопеллированной влаги может располагаться в той или иной части профиля. Немалое влияние на возможность отсоса влаги оказывает конфузурность течения в решетке, а также направление потока на входе в решетку.

При небольших теплоперепадах в решетке отношения давлений $k = p_1/p_0 > 0,65 - 0,7$ эффективно удаление влаги через щель в выходной кромке, куда уходит значительная часть крупных капель, и на спинке профиля вблизи горла. С увеличением скоростей потока лучше отсасывается влага во входном участке канала, на спинке и даже на самой входной кромке. Поскольку в соответствии с рис. 4.21 влага, особенно в виде крупных капель, покидает ступень под углом $\alpha_2 > 90^\circ$, в сопловых лопатках последующей ступени целесообразно влагонепропускающие щели располагать на начальном участке спинки профиля (рис. 5.10). Щели для отсоса располагаются в верхней части лопаток, охватывая примерно ее третью часть (рис. 5.10). При эффективной внутриканальной сепарации удается резко сократить эрозию последующих рабочих лопаток. В настоящее время практически во всех турбинах насыщенного пара, а также во многих турбинах высоких начальных параметров пара применяется влагонепропускание через щели полых сопловых лопаток.

В одноступенчатых турбинах с большой долей ступеней, работающих влажным паром, и, следовательно, со значительной влажностью в последней ступени целесообразно применение внешнего сепаратора, используемого в многоступенчатых турбинах АЭС. Установка внешнего сепаратора в одноступенчатой турбине означает удлинение ротора, снижение экономичности проточной части в связи с невозможностью использовать выходную энергию пара в ступени, предшествующей внешнему сепаратору, не говоря уже о потерях давления в тракте

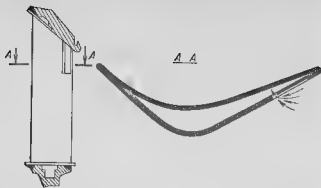


Рис. 5.10 Внутрикальные сепарационные втулки в основных лопатках. Сечение по А-А увеличено в 5 раз

сепаратора. Поэтому в таких турбинах, используемых, например, для привода питательных насосов АЭС (см. рис. 10.45), в прочной части могут устанавливаться специальные ступени-сепараторы.

Ступени-сепараторы, разработанные МЭИ, имеют несколько модификаций [13, 30, 48]. Одна из них показана на рис. 5.11 и спроектирована на неоптимально большое отношение скоростей u/c_d , т. е. на малый теплоперепад, имеет густую рабочую решетку, специальной формы багдаж. Несколько пониженный по сравнению с обычными типами ступеней ее КПД компенсируется хорошей сепарацией влаги и отказом от внешнего сепаратора.

Кроме рассмотренной выше эрозии рабочих лопаток под воздействием капель влаги, попадающих на входные участки профилей, возможны другие виды эрозии и коррозии в прочной части турбины. Это эрозия выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней, рассмотренная в § 7.4, струйная и щелевая эрозия неподвижных частей, характерная для температур влажного пара от 120 до 220° С, т. е. для частей высокого давления турбин насыщенного пара, а также коррозионное воздействие на наиболее напряженные элементы турбин, где процесс расширения пара проходит вблизи линии насыщения.

В последнем случае (обычно это промежуточные ступени ЦНД паровых турбин) на поверхности рабочих лопаток, дисков, валов образуются язвы, трещины, очень малого размера повреждения, приводящие для лопаток к усталостной коррозии, для других элементов особенно в зоне концентрации напряжений к коррозионному растрескиванию материала.

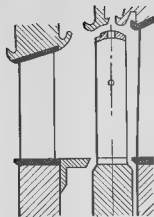


Рис. 5.11 Ступень-сепаратор МЭИ



Рис. 5.12 Места на диске сверхзвуковой турбины для АЭС 800 МВт, где были обнаружены следы коррозионного растрескивания металла

Коррозионное воздействие существенно зависит от состава рабочей среды, наличия в ней агрессивных примесей, в частности хлоридов. Предупреждение повреждений такого рода решается на основе тройственного подхода: повышения требований к качеству воды и пара и постоянному его контролю; уменьшения напряжений в элементах турбины, где возможно коррозионное воздействие, в том числе отказ от конструкций с концентрацией напряжений, например вместо дисковых роторов предпочтительны цельнокованные или сварные, в рабочих лопатках — снижение динамических напряжений [28, 29], выбора соответствующих материалов, в частности для дисков с уменьшенными пределами текучести.

На рис. 5.12 показан пример коррозионного повреждения диска турбины.

5.3. КОНЦЕВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ ТУРБИН

Процесс протекания пара в лабиринтовом уплотнении и расчет расхода пара через уплотнения был рассмотрен в § 4.3. Рассмотрим, как организуется протечка пара в концевых уплотнениях, как они конструктивно устроены.

Потоки пара в концевых лабиринтовых уплотнениях объединяются общей системой трубопроводов. Один из примеров организации этих потоков для двухцилиндровой

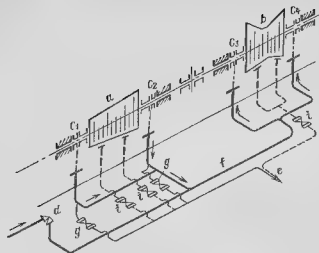


Рис 5.13. Схема трубопроводов лабиринтного пара и дренажей турбины

конденсационной турбины показан на схеме трубопроводов лабиринтного пара (рис. 5.13).

В части высокого давления турбины (цилиндр *a*) пар течет слева направо и далее направляется к середине двухточечной части низкого давления. Уплотнения c_3 и c_4 в цилиндре низкого давления защищают от проникновения атмосферного воздуха в выходные патрубки и конденсатор турбины. При всех нагрузках в выходных патрубках поддерживается глубокий вакуум. В корпусе высокого давления перед уплотнениями c_1 и c_2 давление пара изменяется пропорционально количеству пара, протекающего через турбину (см. главу 7). Поэтому перед уплотнением c_2 может быть избыточное давление при значительных нагрузках, а также разрежение при уменьшенных пропусках пара. Перед уплотнением c_1 при большинстве нагрузок давление выше атмосферного, однако даже и здесь при полном закрытии регулирующих клапанов (например, в случае внезапного сброса нагрузки) давление может понизиться до давления в конденсаторе.

Как показано на схеме на рис 5.13, из промежуточных камер всех уплотнений отведены паропроводы, которые соединены в общую магистраль *f*. По этой магистрали пар, при значительных нагрузках вытекающий из уплотнений c_1 и c_2 , направляется к уплотнениям c_3 и c_4 и, протекая через эти уплотнения в цилиндр низкого давления, препятствует просачиванию воздуха в конденсатор.

При больших нагрузках турбины количество пара, вытекающего из уплотнений c_1 и c_2 может оказаться слишком

большим для уплотнений цилиндра низкого давления. В этом случае избыточное количество пара может выходить в помещение. Чтобы исключить чрезмерное нарение, магистраль лабиринтового пара соединена с помощью клапанов *g* с грубопроводом *e*, по которому избыток пара отводится в конденсатор турбины или удаляется специальным эжектором.

При малых нагрузках турбины благодаря понижению давления перед уплотнениями c_1 и c_2 количество вытекающего из них пара уменьшается, а уплотнение c_2 может, как мы видели, оказаться даже под разрежением. Таким образом, при малых нагрузках турбины уплотняющего пара станет недостаточно. В этом случае в магистраль *f* добавляется свежий пар через клапан *d*.

Пунктирные линии на рис 5.13 показывают дренажи цилиндров турбины. Клапан *i* на дренажах открывают при прогреве турбины, когда входящий в турбину пар, омывая холодные стенки корпуса и ротора турбины, интенсивно конденсируется. Образующийся при этом конденсат отводится через клапан *i* в конденсатор. Когда турбина достаточно прогреется, дренажные линии перекрывают, чтобы избежать постоянной утечки пара в конденсатор.

В турбинах высоких начальных параметров приходится предусматривать особые меры, чтобы ограничить перетекание тепла от цилиндра высокого давления по валу к подшипникам турбины, а также чрезмерный разогрев внешней коробки уплотнения и возникающий при этом радиационный нагрев корпуса переднего подшипника. Кроме того, в турбинах высоких параметров избегают пользоваться высокотемпературным паром из уплотнений цилиндра высокого давления для коцевых уплотнений, находящихся под вакуумом.

Пример схемы уплотнений конденсационной одноцилиндровой турбины высоких параметров показан на рис 5.14. В первом концевом уплотнении отведено буквой *A*, а заднее уплотнение выходящее под вакуумом, буквой *B*. Переднее уплотнение камерами *a*, *b*, *c* и *d* разделено на ряд отсеков. Обращенная в турбину внутренняя часть уплотнения выполнена с увеличенным диаметром для уравнивания осевых усилий, действующих на ротор турбины (см. ниже, § 5.5). Камеры *a* и *b* соединены с паропроводами непосредственно отборов парм, причем из камеры *a* пар отсасывается в регенеративный отбор пониженного давления, в то время как из камеры *b* пар отсасывается в подогреватель, где давление, даже при полной нагрузке турбины, выше атмосферного. В камеру *c*, а также в камеру *d* конденсат уплотнения подводится насыщенным пар из дегоратора (давление дегоратора около 0,6 МПа) по температуре насыщения ($t_s \approx 150^\circ\text{C}$). В первом уплотнении насыщенный пар из камеры *c* расщепляется в камеры *b* и *d*, предупреждая возможность подсоса воздуха через камеру *b* в вакуумный подкачиватель.

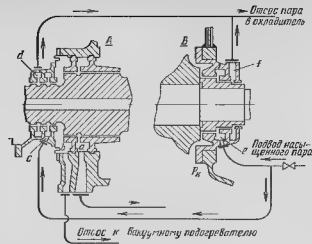


Рис 514. Схема подвода пара к лабиринтовым уплотнениям турбины высокого давления

Подвод сравнительно холодного пара в верхней части концевой уплотнения предупреждает перегревание высокотемпературного пара из корпуса турбины по валу к переднему подшипнику. К заднему уплотнению нагретый пар подается в камеру e и запирает доступ воздуха в выходной патрубок турбины. Подвод пара с повышенной температурой в части низкого давления особенно важен потому, что разрыв шланга вала, на который в горячем состоянии с напуском посажен диск последней ступени турбины, недопустим.

Чтобы исключить вытекание из уплотнений, из камеры d уплотнений низкого давления и камеры f уплотнения низкого давления пар отсасывается эжектором в поперечный подогреватель, где происходит конденсация пара из уплотнений, а также рабочего пара эжектора.

Подвод охлажденного пара к переднему уплотнению имеет, однако, следующую отрицательную особенность. При работе турбины под нагрузкой пар течет из камеры регулирующей ступени в камеры a и b, так что увеличивая на верхнюю часть вала увеличенного диаметра, оказывается препятствие. Если произойдет чрезмерное снижение нагрузки турбины и давление в камере регулирующей ступени упадет, то вдоль уплотнения в турбину начнет подсасываться пар с низкой температурой, который попадет в камеру e. При этом участок вала, находящийся в зоне уплотнения, будет охлаждаться. Вал турбины начнет сжиматься быстрее, чем поруче, что приведет к уменьшению зазоров между сопловыми и рабочими лопатками турбины и к возможному задиранью и повреждению в прочной части. В связи с этим в некоторых турбинах пар с повышенной температурой подводится только в уплотнение низкого давления.

В турбинах высокого давления расход пара через кольцевые уплотнения довольно значительен. Для того чтобы уменьшить

потери, связанные с этими утечками, стремятся частично использовать их, что и достигается отводом пара в паропроводы регенеративных подогревателей.

При конструктивной разработке лабиринтовых уплотнений стремятся решить несколько задач:

а) конструкции гребня и следующей за ним расширительной камеры должны быть выполнены так, чтобы в камере по возможности полностью гасилась кинетическая энергия, приобретаемая паром при протекании через узкое сечение зазора. Если это условие не будет соблюдено, то расход пара через уплотнение увеличится;

б) расположение гребней лабиринтов должно быть компактным, с тем чтобы в пределах заданной длины вала разместить наибольшее количество гребней; при этом, однако, не следует допускать слишком малые размеры расширительных камер, так как в этом случае в них не будет полностью гаситься кинетическая энергия;

в) конструкция уплотнения должна быть выполнена так, чтобы малые зазоры между неподвижными гребнями и ротором турбины не были причиной повреждения турбины. При задевании гребня уплотнения за вал в месте касания выделяется тепло, которое, односторонне нагревая вал, вызывает температурное удлинение его волокон и прогиб вала в направлении возникшего касания. При этом увеличиваются контактное усилие, выделение теплоты и прогиб вала. Если гребень не отойдет в радиальном направлении или не износится достаточно быстро, то однажды возникшее задевание и прогиб вала начинают интенсивно возрастать. При этом нагрев вала может достигнуть такого уровня, при котором предел текучести металла упадет и волокна вала в зоне касания приобретут остаточную деформацию сжатия.

Гребни уплотнения могут выполняться как на роторе, так и в неподвижных обоймах. Обе конструкции имеют достоинства и недостатки. Установка гребней обычно стальных, иногда (при невысоких температурах и перегретом паре) латунных, толщиной 0,2—0,4 мм — в неподвижных обоймах удобна при необходимости замены, однако может привести к рассмотренному выше задеванию и нагреву ротора.

Во многих турбинах при такой конструкции уплотнения на роторе выполняются так называемые тепловые (термокомпенсационные) канавки, позволяющие локализовать нагрев вала, вызванный задеванием. Однако эти канавки, являясь концентраторами напряжений, отрицательно влияют на режимы, в первую очередь пуска турбины, т. е. неблаготворно сказываются на показателях маневренности агрегата.

В связи с этим в последнее время часто отказываются от тепловых канавок, более того, иногда выполняют уплотнения прямого типа, чтобы избежать концентрации

напряжений в уголках ступенек уплотнения. Правда, согласно рис. 4 14 при этом возрастает утечка пара.

По оценкам отказ от тепловых канавок A , видимых из рис. 5 15, a , при определенных температурных условиях и размерах уплотнений позволяет в 1,3–1,6 раза увеличить безопасную скорость повышения температуры при пуске (град/ч). Отказ от ступенек (рис. 5 15, b и 4 14, a) повышает эту скорость еще в 1,2–1,5 раза.

Однако конструкция, представленная на рис. 5 15, c , требует по сравнению с конструкцией на рис. 5 15, b больших зазоров, а конструкция на рис. 5 15, d для сохранения того же значения утечки

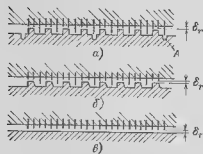
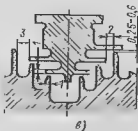
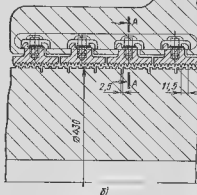
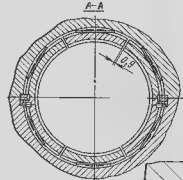
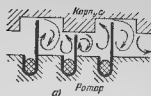


Рис. 5 15 Изменение конструкции уплотнений с гребешками на валу для повышения показателя безопасности

a — ступенчатое с тепловыми канавками A и то же, но без тепловых канавок, b — проточное

Рис. 5 16 Различные конструкции набирных уплотнений

a — с гребешки чашки пазом в роторе, b — выполненное в исполнительном обойме, c — елочное



большого числа гребней. Если гребни выполнить на роторе (рис. 5 16, a), то становятся более сложными их замена или ремонт. При неизбежном прогибе ротора, особенно при переходных режимах, гребни, задавая за обоймы корпуса, стачиваются по всей окружности, при этом заметно растет утечка. Чтобы избежать этого, проточка корпуса выполняется овальной, благодаря чему зазор между корпусом и гребнями, устанавливаемыми на валу, имеет разную величину.

При широкоапрогрессивной конструкции с установкой гребней в статоре каждое уплотнительное кольцо состоит из нескольких частей, как показано на рис. 5 16, b . Сегменты уплотнения с помощью обычно плоских пружин прижимаются к центру таким образом, чтобы выдерживались заданные зазоры. В случае заедания каждый сегмент может отойти в радиальном направлении. Радиальные зазоры выбираются в соответствии с диаметром d_s уплотнения. Ориентировочно можно принимать радиальный зазор δ_r (0,001–0,0015) d_s , однако при малых диаметрах не следует выбирать зазор менее 0,2–0,3 мм.

На некоторых турбинах старых модификаций используется конструкция елочных уплотнений, показанная на рис. 5 16, c . На втулке ротора выпечены радиально расположенные гребни. В обойму уплотнения вставляются сегменты с выполюнными горизонтальными гребешками. Сложность технологии изготовления и необходимость выполнять специальные втулки привели к отказу от такого типа уплотнений.

В ряде конструкций турбин (например, в ЦВД турбин сверхкритического давления ЛМЗ и ТМЗ, см. рис. 10 7, 10 41) пар подается в среднюю часть цилиндра и между перным и вторым отсеками проточной части устанавливается развитое уплотнение. Аналогично применяется среднее уплотнение ротора между частями высокого и среднего давления в турбинах с совмещенным цилиндром среднего и высокого давления ЦВД, например в турбине К 800-12,8 ЛМЗ для АЭС с реакторами БНР (см. рис. 10 34).

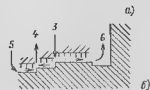
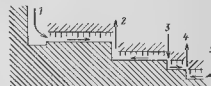


Рис. 5 17 Уплотнение, применяемое в турбинах АЭС при работе радиоактивным паром

a — на выходе из двухпоточного ЦВД, b — на выходе из ЦВД. 1 — пар из выходного лабиринта ЦВД $p=0,36$ МПа, 2 — в изолирующей втулке среднего давления $p=0,08$ МПа, 3 — перед радиоактивным паром из испарителя $p=0,1$ МПа, 4 — в зазоре уплотнений $t=93$ КПа, 5 — выход из лабиринта части 6 — в выходном лабиринте ЦВД $p=5$ МПа

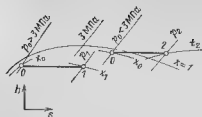


Рис 5 18 Процесс расширения в уплотненных влажностных турбинах
1 состояние пара на выходе из уплотнения при $p_0 > 3$ МПа, 2 то же при $p_0 < 3$ МПа

В турбинах для одноконтурных АЭС, когда рабочей средой является радиоактивный пар, концевые уплотнения должны быть абсолютно герметичными. Для этого в них организуется специальная система подвода и отвода пара, осуществляется подача в уплотнения нерадиоактивного пара, поступающего из испарителя «чистого» пара с давлением, несколько превышающим атмосферное (рис 5 17). При работе влажным паром в уплотнении может появиться щелевая эрозия, поэтому эти уплотнения, особенно в части высокого давления, выполняются из хромистых, обычно нержавеющей сталей.

Как было рассмотрено в § 4 3, процесс расширения пара является изотальпийным, т е для перегретого пара примерно изотермическим, для влажного пара с уменьшением температуры. Если в турбинах АЭС процесс расширения пара в переднем концевом уплотнении начинается с небольшой степенью влажности, то закончиться он может в области перегретого пара (рис 5 18)

5 4. КЛАПАНЫ И ВЫХОДНЫЕ ПАТРУБКИ

Пар от начального состояния пара p_0, t_0 (или x_0) до давления в конденсаторе p_k или на выходе из турбины с противодействием p_2 проходит не только проточную часть, т е последовательно расположенные турбинные ступени, но и ряд других элементов, а именно клапаны, входные и выходные патрубки, перепускные ресиверы.

Очевидно, что экономичность турбины зависит не только от эффективности проточной части но и от аэродинамического совершенства этих элементов парового тракта. Определение размеров клапанов и патрубков, рациональное их проектирование — необходимый этап конструирования всего агрегата; не зная потери энергии в клапанах, патрубках и т п, нельзя достаточно точно определить экономичность всей установки и правильно определить расход пара через турбину при заданной ее мощности.

Основными клапанами турбины являются:

стопорный и регулирующий на входе, отсечной и регулирующий на линии после промежуточного перегрева

отсечные перед ЦНД турбины насыщенного и слабоперегретого пара, т е, после внешней сепарации и промерзерегрена. Каждому регулирующему отбору пара в турбинах для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии соответствует регулирующий орган: клапан или поворотная диафрагма (см гл 10).

Регулирующие клапаны, так же как регулирующие (поворотные) диафрагмы, во время работы могут быть открыты полностью или частично. Стопорные и отсечные клапаны обычно находятся только в двух положениях — они или закрыты, или полностью открыты.

К клапанам предъявляются общие требования:

обеспечение необходимой плотности в закрытом положении; по возможности меньшее сопротивление и тем самым меньшие потери энергии при прохождении пара через полностью открытый клапан;

используемая величина усилия, требуемого для срабатывания клапана,

стабильный характер течения при всех режимах.

Конструкции клапанов разнообразны, и здесь рассматриваются только наиболее типичные из них.

В подавляющем большинстве случаев клапаны выполняются односедельными.

Наиболее простым является тарельчатый клапан, представленный на рис 5 19, а. Однако такой клапан имеет серьезные недостатки. Для обеспечения плотного прилегания клапана к седлу необходимы большая удерживающая сила и, следовательно, значительное усилие. Неотбитаемая форма проходного сечения при полностью открытом клапане создает значительное аэродинамическое сопротивление. В таком клапане обычно допускаются небольшие скорости пара — до 50–70 м/с, что, естественно, требует увеличения его размеров, и это в свою очередь приводит к повышенным усилиям для его открытия. Это усилие равно

$$R = \frac{\pi d_0^2}{4} \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_1} \right)^2 \right] (p_0 - p_1)$$

Если клапан в месте посадки будет иметь коническую или сферическую форму, то касание клапана с седлом будет происходить по окружности, за счет упругого вдавливания обеспечивается лучшая плотность. Более сложная форма клапана в сочетании с коническим диффузором на выходе (рис 5 19, б), с одной стороны, создает аэродинамически совершенную форму канала для протекания пара, с другой, позволяет в последующем диффузоре частично использовать кинетическую энергию потока для повышения давления. При этом скорость пара можно увеличить до 100–150 м/с, тем самым примерно вдвое по сравнению с клапаном на рис 5 19, а сокращается усилие R

Поскольку для уменьшения усилия R необходимо дальнейшее сокращение диаметра клапана d и тем самым при заданном объемном протопе пара увеличение скорости c_1 и связанный с этим рост потерь, во многих конструкциях применяются различные способы разгрузки усилий. Примеры таких разгруженных клапанов приведены на рис. 519, *в* — *д*.

Клапан малого диаметра d_0 открывается первым, в результате чего давление за всем клапаном повышается и тем самым для подъема основного клапана диаметром d_1 требуется

меньшее усилие. Более сложная конструкция разгруженного клапана показана на рис. 519, *г*.

Подъем внутреннего клапана малого диаметра d вызывает понижение давления над главным клапаном и сокращает усилие, необходимое для отрыва его от седла. В отличие от предыдущей конструкции здесь достигается не повышение давления за основным клапаном, а, наоборот, понижение давления над ним, благодаря чему происходит эффективная разгрузка усилия. В практике турбостроения встречается и иные способы разгрузки. Относительно малое сопротивление имеет клапан колокольного типа (рис. 519, *д*).

Особое место занимают двухседельные клапаны, в которых посадка клапана осуществляется одновременно по двум плоскостям. Один из возможных типов такого клапана показан на рис. 519, *е*. Хотя такой клапан почти полностью разгружен и поэтому может быть выполнен очень большого размера, однако имеются трудности обеспечения плотности одновременного прилегания на два седла. Двухседельные клапаны применяются, в основном, в турбинах невысоких начальных параметров, в которых объемные пропускны пара и, следовательно, размеры клапанов велики.

Для того чтобы не суммировать потери давления в двух последовательно расположенных клапанах створном и регулирующем или отсечном и регулирующем, используются объединенные клапаны. Одним из примеров такого клапана

является конструкция ХТЗ, показанная на рис. 520. Два независимых привода (системы регулирования и защиты) управляют одним клапаном, выполняющим функции створного и регулирующего клапанов.

В турбинах насыщенного пара, где из-за малого теплоперепада турбины H_t потери давления в клапанах особенно ощутимы, объединенная конструкция створного и регулирующего клапанов нашла широкое распространение.

В этих же турбинах в качестве створных (перед турбиной) и отсечных устройств (после сепаратора-промергетревателя перед ЦНД) используются и поворотные заслонки, в которых при полностью открытом положении (рис. 521, *а*) давление пара перед и за ними практически одинаково.

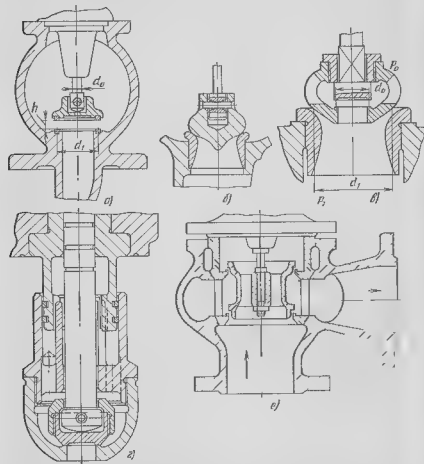
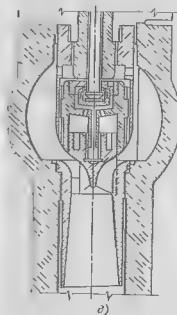


Рис. 519. Различные типы разгруженных клапанов

а — одоседельный клапан; *б* — ободоседельный клапан; *в* — клапан с коническим диффузором; *г* — разгруженный клапан с регулирующим клапаном; *д* — разгруженный клапан колокольного типа; *е* — двухседельный клапан



Примерами использования таких заслонок являются конструкция блока стопорного и регулирующего клапанов турбины высокого пара К-1000-5,9 ЛМЗ (рис. 5.21 б) и заслонка, применяемая перед ЦНД турбин К-220-4,4 ХТЗ (рис. 5.21 а). Часто используется чашечная конструкция регулирующих клапанов (рис. 4.22, а).

МЭИ разработана конструкция клапана с перфорированной поверхностью (рис. 5.22, б). За счет перфорации, т. е. большого числа отверстий на поверхности клапана, течение в клапанной системе стабилизируется, потери давления сокращаются, надежность клапана и его штока повышается.

При проектировании турбин в лабораториях проводятся испытания клапанов, в результате которых отрабатывается оптимальная их конструкция, проверяется возможность стабильной (без пульсаций потока) работы и определяются потери, которые учитываются при расчете турбины.

Процесс протекания пара в системе клапан-диффузор в h - s диаграмме условно можно изобразить следующим образом (рис. 5.23). Пусть на входе (точка O) параметры пара

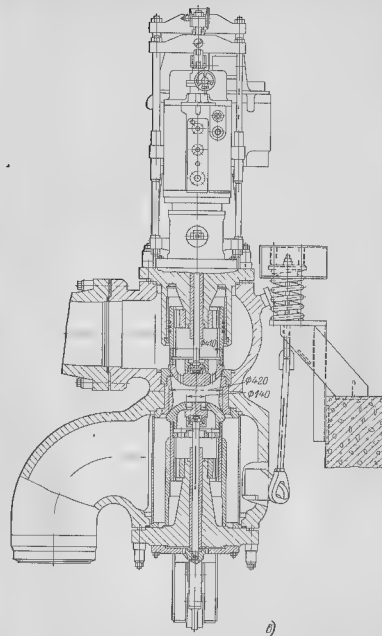
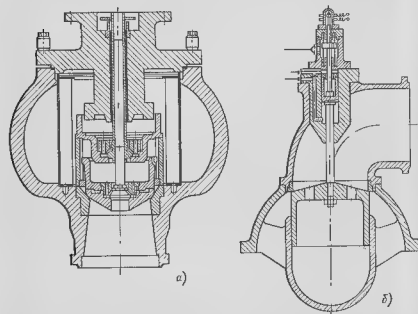


Рис. 5.20. Блок комбинированных стопорно-регулирующих клапанов и системы клапан-диффузор: а) клапан турбин К-50, 5,9/25 ЛТЗ; б) блок клапанов ЦНД турбин Т-250-600/3,5 ЛМЗ

Однако, принимая во внимание, что относительная скорость $\sqrt{\xi_{\text{вх}} \epsilon_{\text{вх}}^2}$ невелика и обычно меньше 0,2–0,3, аналогично (2.14) можно записать

$$\frac{\Delta p}{p_0} \approx \xi_{\text{вх}} \frac{\epsilon_{\text{вх}}^2}{2\rho_0 v_0} \quad (5.10)$$

Значения $\xi_{\text{вх}}$ определяются главным образом конструкцией клапанной системы и составляют обычно $\xi_{\text{вх}} = 0,4–0,8$.

Для предварительных расчетов турбин потери давления в клапанах и переусыхающих ресиверах принимаются согласно рекомендациям § 6.4.

На экономичность турбины и в некоторых случаях на ее надежность существенное влияние оказывает конструкция выходного патрубка, особенно в конденсационных паровых турбинах. Это влияние связано с тем, что из последней ступени конденсационной турбины пар выходит с большой скоростью $\epsilon_2 = 200–330$ м/с. Потери с выходной скоростью в этом случае составляют $\Delta h_{\text{вх}} = 20–45$ кДж/кг и могут в некоторых турбинах доходить до $\Delta h_{\text{вх}}/\dot{H}_0 = 0,04$. Поэтому как частичное восстановление давления в патрубке, так и дополнительные потери давления в нем могут существенно сказаться на экономичности турбины. С другой стороны, ограниченные размеры патрубка при очень больших объемных пропусках пара $G_{\text{вх}}$, сложность рационального конструирования его требуют особого подхода к проектированию патрубка и оценки его эффективности.

При проектировании выходного патрубка исходными являются характеристики последней ступени ЦНД — скорость потока ϵ_2 , верность ступени $1/\theta$ и абсолютная величина высоты лопатки l , а также предельные габариты патрубка и расположение конденсатора.

Проектируемый выходной патрубок должен отвечать следующим требованиям:

обеспечивать отвод пара в заданном направлении с минимальными потерями энергии;

обладать требуемой жесткостью, так как при больших размерах на патрубок действует перепад давления, примерно равный $\Delta p = 0,1$ МПа;

обеспечивать по возможности равномерное по окружности давление пара за рабочими лопатками последней ступени, поскольку неравномерность этого давления создает дополнительный импульс, действующий на лопатки и увеличивающий в них динамические напряжения;

обеспечивать по возможности равномерное поле скоростей на входе в конденсатор;

354

при всех режимах работы, т. е. при различных значениях расхода пара $G_{\text{вх}}$ и давления $p_{\text{вх}}$, должен сохраняться устойчивый характер течения.

В практике энергетического турбостроения применяются несколько вариантов расположения конденсатора относительно турбины и тем самым возможны различные направления потока в патрубке. Наиболее распространенной является конструкция турбины с подвальным конденсатором, представленная схематично на рис. 5.24, а и изображенная на большем масштабе в гл. 10. Здесь пар, покидая последнюю ступень, расходится в радиальном и осевом направлениях и затем, поворачивая под прямым углом, направляется в конденсатор, расположенный под турбиной.

Кольцевые конденсаторы (рис. 5.24, б) встречаются редко. Осевой патрубок, когда конденсатор располагается по оси турбины (рис. 5.24, в), может использоваться в однопоточных ЦНД, например в турбинах для ПГУ.

Боковые конденсаторы, расположенные по бокам турбины, когда поток пара, выходящий из последней ступени, делится пополам и направляется не вниз, а вбок (рис. 5.24, в), нашли распространение в некоторых зарубежных и отечественных турбинах. Пример такой конструкции приведен на рис. 10.29. Боковые конденсаторы использованы в турбинах К-1000-5.9/25-1 ХТЗ. Испытания, проведенные на Южно-Украинской АЭС, показали высокую эффективность бокового выходного патрубка.

В патрубках турбин с подвальным и боковым расположением конденсатора происходит не только поворот потока, но и переход от кольцевого входа к прямоугольному или овальному выходу.

Следует отметить, что, как правило, патрубки ограничены в своих осевых размерах, так как увеличение осевого габарита патрубка не только увеличивает длину турбины, удорожая всю установку и увеличивая осевые перемещения, но зачастую технически просто нереализуемо из-за технологической невоз-

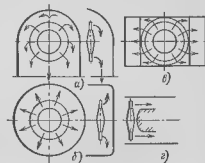


Рис. 5.24 Принципиальные схемы выходных патрубков ЦНД на паровых турбинах: а — осевая турбина, б — кольцевая, в — с боковым конденсатором, г — осевая

возможности выполнить ротор столь большого размера, а также из-за уменьшения жесткости ротора. Определенные трудности в проектировании патрубка связаны с расхождением опор для подшипников турбины. Эти опоры должны быть весьма жесткими и поэтому часто устанавливаются на специальных фундаментах. Для облегчения ремонта также должен быть обеспечен доступ к подшипникам.

Меридиональное (продольное) сечение типичного патрубка показано на рис. 5.25, а. Корпус патрубка выполнен сварным горизонтальным разъемом. Нижняя часть патрубка представляет собой прямоугольную коробку, а верхняя имеет наклонную торцевую стенку AB с местным вырезом $СДВ$, обеспечивающим доступ к подшипнику, который в данной конструкции устанавливается на нижней части патрубка. На выходе из последней ступени с внутренней стороны патрубка ограничен конической втулкой (на рис. 5.25, а показана втулка, образованная двумя коническими поверхностями с углами конусности γ_1 и γ_2). Эти ограничивающие поверхности переходят в торцевые стенки патрубка.

В данной конструкции патрубка, который является бездиффузорным, даже аэродинамическая отработка его стенок не позволяет обеспечить восстановление давления, т. е. давление на выходе из последней ступени p_2 будет выше давления на выходе из патрубка p_a .

Конструкция патрубка диффузорного типа показана на рис. 5.25, б. В таком патрубке можно обеспечить частичное восстановление давления, т. е. $p_2 > p_a$. Эффективность такого патрубка обеспечивается главным образом диффузором, расположенным за последней ступенью (рис. 5.25, б). Большое значение имеет увеличение осевого расстояния от последней ступени до торцевых стенок L_1 и L_2 и отношение площади выхода из патрубка (входа в конденсатор) к кольцевой площади последней ступени $F_{\text{вых}}/\Omega$. Желательно, чтобы эти размеры были по возможности большими, а именно

$$L_1 > l_1; \quad L_2 > 2,5l_2, \quad F_{\text{вых}}/\Omega > 3$$

Для равномерного распределения потока пара в выходном патрубке необходимы промежуточные вставки, которые должны направлять поток пара, выходящего из последней ступени, поворачивая его в направлении конденсатора, расположенного под турбиной, т. е. возможности равномерно делить его. Кроме того, по бокам турбины для этого потока должно быть достаточно места, чтобы из-за уменьшения проходного сечения не было местного увеличения скорости пара.

На рис. 5.25 в показан патрубок, использованный ЛМЗ в турбине К-1000-5,9/50 (см. рис. 10.32). В этом патрубке сразу же в последней ступени происходит внезапное увеличение проходной площади и вызванное этим уменьшение скорости

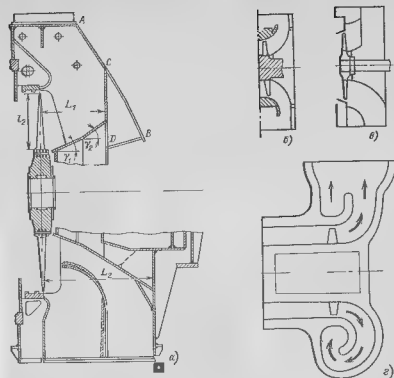


Рис. 5.25. Конструкции выходных патрубков: а — бездиффузорного типа; б — диффузорного типа; в — диффузорного типа с внешним расходом на входе в патрубок; г — выходной патрубок с от ПВД и ПСД

пара на входе в патрубок. Такая конструкция позволяет избежать существенного снижения эффективности патрубка при больших околосвуковых скоростях на выходе из последней ступени. Дело в том, что эффективность патрубка зависит не только от его геометрических характеристик, но и от условий па входе в патрубок. Выход из последней ступени. Закрутка потока, распределение по радиусу скоростей пара на выходе из ступени и число M , подсчитанное по скорости c_2 , существенно влияют на протекание пара в выходном патрубке. Если скорость c_{2a} , подсчитанная как средняя по выходной площади, т. е.

$$c_{2a} = G_2 r_{2a} / \pi n d_1 l_2,$$

близка к скорости звука, т. е. число $M_{2a} = 0,6 - 0,85$, то возможно образование локальных сверхзвуковых зон. В то же время сверхзвуковое диффузорное течение опасно отрывом и соответственно снижением эффективности патрубка. Это

является, в частности, одной из причин ограничения скорости $M_{2a} \leq 0,8$ при проектировании последней ступени (см. ниже, § 6.2). В плохо спроектированных патрубках с большой неравномерностью скоростей на выходе из последней ступени и в самом патрубке, даже при относительно умеренных скоростях, сопротивление патрубка настолько велико, что понижение давления в конденсаторе (при том же расходе пара) не приводит к увеличению теплоперепада последней ступени и не может быть полезно использовано в турбине (см. также § 8.10).

Характеристикой эффективности патрубка является величина относительных потерь (или восстановления) давления

$$\xi_{\text{полн}} = \frac{\Delta H_{\text{полн}}}{c_2^2/2}. \quad (5.11)$$

При положительной величине $\xi_{\text{полн}}$ в патрубке происходит восстановление давления, при отрицательной возникают дополнительные потери.

Процесс протекания пара в патрубке в h, s диаграмме представлен на рис. 5.26. Все потери отнесены к величине $c_2^2/2$, т. е. к потерям с выходной скоростью последней ступени $\Delta H_{\text{вс}}$. Эта величина является суммой трех слагаемых: восстановления давления (которое, как в примере на рис. 5.26, а, может быть отрицательным: $p_k < p_{2z}$), потерь в самом патрубке

$$\xi_{\text{полн}} = \frac{\Delta H_{\text{полн}}}{c_2^2/2} \text{ и выходных потерь патрубка } \Delta H_{\text{вх}} = \xi_{\text{вх}} c_2^2/2;$$

$$\Delta H_{\text{полн}} + \Delta H_{\text{вх}} + \Delta H_{\text{вх}} = c_2^2/2 \quad (5.12)$$

В случае малых скоростей c_2 (несжимаемая жидкость)

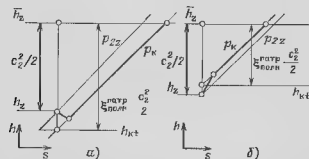
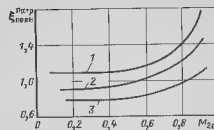


Рис. 5.26. Процесс протекания пара в выходном патрубке турбины в h, s диаграмме.
а) при потере давления в патрубок $p_{2z} > p_k$; б) при восстановлении давления в патрубке $p_{2z} < p_k$

Рис. 5.27. Коэффициенты поправочные на потери в выходных патрубках ЦПД в зависимости от числа $M_{2a} = c_{2a}/a_2$ на выходе из последней ступени:

1 — для бездиффузорного типа, 2 — для диффузорного с осевым выходом, 3 — для диффузорного типа с углом α при боковом или осевом расходе пара из конденсаторов



вместо выражения (5.11) можно воспользоваться формулой

$$\xi_{\text{полн}} = \frac{p_k}{c_{2a}^2/2} \cdot \frac{p_{2z}}{c_{2a}^2/2}, \quad (5.11a)$$

здесь c_{2a} и c_{2z} — удельный объем и скорость пара на входе в патрубок.

Часто эффективность патрубка, а точнее, системы выхода из последней ступени и выходного патрубка характеризуется полными потерями $\Delta H_{\text{полн}}$. Очевидно, что относительная величина полных потерь

$$\xi_{\text{полн}} = \frac{\Delta H_{\text{полн}}}{c_2^2/2}$$

является достаточно универсальной характеристикой патрубка.

Если $\xi_{\text{полн}} < 1$, то в патрубке происходит восстановление давления, при $\xi_{\text{полн}} > 1$, наоборот, $p_k < p_{2z}$; если $\xi_{\text{полн}} = 1$, то $p_k = p_{2z}$. Из-за сложности процессов, происходящих в патрубке, особенно с учетом эффекта вращения ступени, характеристики патрубка получаются чисто эмпирически в результате лабораторных исследований и опытов на натуральных турбинах.

Поскольку в достаточно широком диапазоне возможного изменения параметров в выходном патрубке конденсационной турбины величина $p_{2z} \cdot v_{2z} \approx 13 \cdot 10^4 \text{ м}^2/\text{с}^2$ и меняется очень мало, после преобразования, аналогичных сделанным при выводе формулы (5.9), получаем выражение

$$p_{2z} = p_k [1 + 3,8 \cdot 10^{-6} (\xi_{\text{полн}} - 1) c_2^2] \quad (5.13)$$

На рис. 5.27 представлены характеристики различных типов патрубков.

5.5. ОСЕВЫЕ УСИЛИЯ И СПОСОБЫ ИХ УРАВНОВЕШИВАНИЯ

Пар, расширяясь в проточной части турбины, передает паротор не только вращающий момент, определяемый окружными усилиями, действующими на рабочие лопатки, но

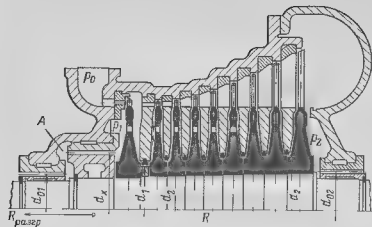


Рис. 5.28. Схематический чертеж многоступенчатой турбины активного типа с разгрузочным диском

и осевые усилия, которые не создают полезной работы и воспринимаются упорным подшипником. Чаще всего эти усилия стремятся сдвинуть ротор в направлении потока пара, причем иногда они достигают большой величины. Для того чтобы обеспечить надежную работу турбины и, в частности, ее упорного подшипника, необходимо с достаточной точностью определить осевое усилие.

Для этого рассмотрим осевые усилия, действующие на одну из промежуточных ступеней многоступенчатой турбины, показанной на рис. 5.28. В увеличенном масштабе эта ступень изображена на рис. 5.29.

На венец рабочей решетки передается осевое усилие, которое было определено в § 31 и составляет для n -й ступени при полном подводе пара

$$R_n^H = G(c_{1n} \sin \alpha_{1n} - c_{2n} \sin \alpha_{2n}) + \pi d_n l_{2n} (p_{1n} - p_{2n}). \quad (5.14)$$

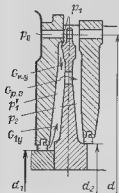


Рис. 5.29. Схема ступени активного типа (с диафрагмой)

Если давления пара p'_{1n} и p_{2n} по обе стороны диска не равны между собой, то диск испытывает осевую нагрузку, равную

$$R_n^H = S_n(p'_{1n} - p_{2n}) = \frac{\pi}{4} [(d_n - l_{2n})^2 \cdot d_{2n}^2] (p'_{1n} - p_{2n}), \quad (5.15)$$

где d_n — средний диаметр ступени, d_{2n} — диаметр втулки диска; l_{2n} — высота рабочих лопаток. Если диаметры d_{1n} и d_{2n} промежуточных уплотнений по обе стороны диска не равны, как это, например, показано на рис. 5.29, то осевое усилие, передаваемое в пределах ступени на торцевую поверхность, определяемую разностью диаметров уплотнений, запишется так:

$$R_n^{HT} = \frac{\pi}{4} (d_{2n}^2 - d_{1n}^2) p'_{1n}. \quad (5.16)$$

Наконец, если рассматривать уплотнение диафрагмы и предположить, что на роторе выполнены ступеньки, то возникнет осевое усилие из-за разности давлений по обе стороны каждой ступеньки. Полное усилие, передаваемое на уплотнение, составит

$$R_n^{HT} = \pi d_n \Delta \Sigma \Delta p, \quad (5.17)$$

где d_n — средний диаметр уплотнения; Δ — высота ступеньки на валу.

Если во всех гребнях уплотнения зазоры одинаковы, то можно приближенно принять

$$R_n^{HT} \approx 0,5 \pi d_n \Delta (p_0 - p'_{1n})$$

Для того чтобы определить полное усилие на ротор турбины, надо просуммировать эти нагрузки по всем ступеням турбины и учесть также усилия, возникающие в области концевых уплотнений ротора. Прежде чем составлять эту сумму, обратим внимание на некоторые частные особенности.

1. Иногда оказывается возможным пренебречь составляющей осевого усилия, действующей на рабочие лопатки турбины, так как в частях высокого и среднего давлений в ступени

$$c_1 \sin \alpha_1 \approx c_2 \sin \alpha_2.$$

В последних ступенях конденсационных турбин из-за большого теплосброса и значительной реактивности

$$c_1 \sin \alpha_1 < c_2 \sin \alpha_2.$$

При небольших перепадах можно принять, что разность давлений p_1 , p_2 пропорциональна степени реактивности ступени и разности давлений p_0 , p_2 , так что

$$p_1 - p_2 = \rho(p_0 - p_2)$$

Для относительно длинных лопаток, т. е. при $\Theta < 10^{-5}$, следует учитывать переменность по высоте давления p_1 .

2 Обычно давление пара перед диском p_1' значительно отличается от давления p_1 в зазоре между сопловыми и рабочими лопатками. Давление p_1' зависит от сопротивления разгрузочных отверстий в диске при протекании через них количества пара $\Delta G_{p.c.}$. Как было показано в § 4.3, через отверстия протекает количество пара, состоящего из ΔG_{1y} утечки пара через уплотнение предыдущей диафрагмы и $\Delta G_{k,y}$ утечки из корневой зазора. В некоторых случаях в корневой зазор может подсасываться пар и тогда $\Delta G_{k,y}$ следует рассматривать как величину отрицательную.

Давление p_1' можно найти, если определить перепад давления Δp_h по обе стороны диска $p_1' - p_2 + \Delta p_h$. В свою очередь можно представить $\Delta p_h = k \Delta p_{p.c.}$, где $\Delta p_{p.c.}$ — перепад давления на лопатках.

Перепад давления, действующий на диск, зависит от числа и размеров разгрузочных отверстий в диске и от количества пара ΔG_{1y} , протекающего через диафрагменное уплотнение, и $\Delta G_{k,y}$, проникающего через зазор между диском и диафрагмой. Обозначая через $\Delta G_{p.c.}$ количество пара, протекающего через разгрузочные отверстия, можно написать

$$\Delta G_{p.c.} = \Delta G_{1y} \pm G_{k,y}, \quad (5.18)$$

Если выразить входящие в это равенство расходы через уравнения неразрывности, то можно после преобразований найти формулу для коэффициента

$$k = \left[\frac{\alpha \beta + \sqrt{1 + (\alpha^2 + \beta^2)}}{1 + \alpha^2} \right]^2 \quad (5.19)$$

Здесь

$$\alpha = \frac{\mu_p F_{p.c.}}{\mu_k F_{k,y}}, \quad \beta = \frac{\mu_k F_{k,y}}{\mu_k F_{k,y} \sqrt{\varepsilon_3} \sqrt{\rho}}$$

Произведения μF представляют собой эквивалентные площади проходного сечения $\mu_k F_{k,y}$ через зазоры уплотнения диафрагмы, $\mu_k F_{k,y}$ через корневой зазор ступени между диском и диафрагмой, $\mu_p F_{p.c.}$ через разгрузочные отверстия диска, ε_3 число граблей в лабиринтовом уплотнении диафрагмы

В формуле (5.19) следует принимать положительные знаки, если $\Delta G_{k,y}$ положительная величина, и отрицательные, если $\Delta G_{k,y}$ направляется из дисковой камеры в рабочую решетку ступени.

Надежность расчета по указанной формуле зависит от того, насколько точно известны коэффициенты расхода μ_k и μ_p и величина зазоров. В качестве первого приближения можно принимать при отсутствии уплотнения зазора $\mu_k = 0,2$ и $\mu_p = 0,3$ и $0,5$.

Более подробные сведения о коэффициенте расхода представлены на рис. 5.30. Коэффициент расхода через разгрузочное отверстие μ_p приведен в зависимости от отношения скоростей u_c/c_p (u_p — окружная скорость на диаметре диска, где расположены отверстия, c_p — скорость пара через отверстия, $c_p = \sqrt{2(p_1 - p_0)}$) и от безразмерного параметра $sd_1/d_{отв}$, здесь s — наименьший зазор между диафрагмой и диском, $d_{отв}$ — диаметр отверстия, $d_{отв}$ — шаг между отверстиями.

Коэффициент расхода μ_k через корневой зазор приведен в зависимости от направления потока, величины зазора и числа Рейнольдса $Re_k = c_k d_k/\nu$, где $c_k = \sqrt{2(p_p - p_k)} H_0$.

Если представленные на рис. 5.30 зависимости для коэффициентов выразить аналитически, то легко записать алгоритм для расчета осевого усилия в турбинной ступени и составить программу для его определения применительно к конкретной ЭВМ.

Следует учитывать, что, как было показано в § 3.3, степень реактивности и, следовательно, давления в ступени переменны по радиусу. Это также должно быть учтено при детальном расчете осевого усилия.

Необходимо подчеркнуть, что из-за больших поверхностей дисков даже незначительные разности давлений приводят

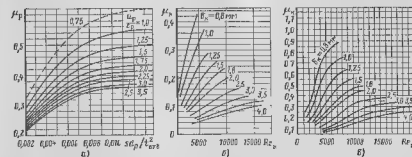


Рис. 5.30 Коэффициенты расхода для расчета осевого усилия μ_p через разгрузочные отверстия, μ_k через корневой зазор при утечке пара μ_k через корневой зазор при подсосеке пара

к большим осевым усилиям. Эти усилия могут в процессе эксплуатации возрасти в случае разработки уплотнений диафрагм и связанного с этим увеличения утечек пара ΔG_{1y} , а также в случае отложений на рабочих лопатках, что ведет к сокращению проходных сечений рабочих решеток и увеличению степени реактивности, т. е. к повышению давлений p_1 и p_1' .

3. При аксиальных промежуточных уплотнениях осевое усилие R_a^n обычно невелико, так как высоты гребней Δ , не превышают 4-5 мм. Это позволяет во многих случаях пренебрегать осевым усилием R_a^n .

Для того чтобы уменьшить суммарное осевое усилие, передаваемое на упорный подшипник, в паровых турбинах стараются его уравновесить. Этого можно достичь, например, увеличив диаметр переднего концевое уплотнения (рис. 5.28) и соединив промежуточную полость A с конденсатором или с промежуточной ступенью, давление в которой невелико. Таким образом, создается уравнивающее усилие, направленное навстречу потоку пара и уменьшающее нагрузку упорного подшипника.

Включенный между камерой первой ступени и концевым уплотнением участок ротора, уравнивающий осевые усилия, действующие на ротор турбины, получил название уравнивающего, или разгрузочного, диска.

Если воспользоваться обозначениями, приведенными на рис. 5.28, принять, что

$$R_1 = \sum_1^z R_a^1 + \sum_1^z R_a^2 + \sum_1^z R_a^3, \quad (5.20)$$

обозначить реакцию упорного подшипника через R_2 и предположить, что отвод пара из внешней камеры разгрузочного диска производится в промежуточную ступень, где при расчетной нагрузке давление равно p_n , то сумма осевых проекций сил, действующих на ротор, составит

усилия, направленные влево.

$$R_2 + \pi_4 (d_1^2 - d_{01}^2) p_1 + \pi_4 (d_2^2 - d_{02}^2) p_2;$$

усилия, направленные вправо:

$$p_n \pi_4 (d_n^2 - d_{01}^2) + \pi_4 (d_{2n}^2 - d_{1n}^2) \sum_2^z p_1' + R_1. \quad (5.21)$$

Решая это уравнение относительно d_n , находим

$$d_n = \sqrt{\frac{1}{p_1} \frac{R_1}{p_n}} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{1}{\pi} (R_1 - R_2) + \sum_2^z p_1' (d_{2n}^2 - d_{1n}^2) - p_n (d_2^2 - d_{02}^2) + p_1 d_1^2 - p_1 d_{01}^2}. \quad (5.22)$$

Это равенство показывает, что d_n зависит от той нагрузки R_2 , которая может быть допущена на упорный подшипник.

В реактивных турбинах, у которых лопатки расположены непосредственно на барабане и промежуточные диафрагмы нет, усилия R_a^n отсутствуют, зато исключительное значение приобретают усилия R_a^n , так как увеличение диаметров ступеней почти целиком определяется разностями диаметров барабана.

Кроме того, в реактивных турбинах, очевидно, большие значения имеют усилия R_a^n , поскольку в реактивных ступенях значительны перепады давлений на рабочих решетках.

Для групп реактивных ступеней с одинаковым средним диаметром и мало меняющейся высотой рабочих лопаток, пренебрегая разностью количества движения в осевом направлении, можно написать

$$\sum R_a^n \pi d_{cp} \sum (p_{1n} - p_n) = \pi d_{cp} (p_0 - p), \quad (5.23)$$

где p_0 и p_n — давления в начале и в конце группы реактивных ступеней.

Чтобы уравновесить значительные осевые усилия, возникающие в реактивных турбинах, приходится применять разгрузочные диски очень большого диаметра, как это, например, видно на рис. 5.3. Если в реактивной турбине все рабочие лопатки расположены на цилиндрическом барабане, а давление p_n равно давлению за последней ступенью, то полностью осевое усилие уравнивается, если диаметр разгрузочного диска d_n равен среднему диаметру средней ступени.

В многоступенчатых турбинах осевое усилие стараются уравнивать, направляя потоки пара в первом и втором цилиндрах во взаимно противоположные стороны, как это схематически показано на рис. 5.31. При этом осевые усилия каждого из цилиндров могут быть полностью взаимно уравновешены и разгрузочный диск становится излишним.

Современные модели турбины выполняются с раздельными потоками в цилиндрах низкого давления (см. рис. 10.13) и даже в цилиндрах среднего и высокого давления (см. рис. 10.13 и 10.32). В этом случае ротор каждого цилиндра практически уравнивается.

Если уравнивание достигается с помощью разгрузочного диска, то, найдя его диаметр и оценив допустимые утечки пара через уплотнение разгрузочного диска называемого думиссом, определяют, пользуясь формулами § 4.3, число гребней лабиринтового уплотнения

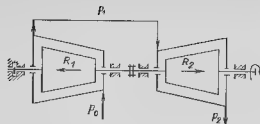


Рис. 5.31. Уравновешивание осевых усилий в двухцилиндровой турбине

Радиальный зазор в уплотнении выбирается таким, чтобы предупредить возможность заедания. Обычно этот зазор составляет $(1,0 \text{--} 1,5) \cdot 10^{-3} d_r$. В реактивных турбинах утечки через думисс достигают значительной величины и вызывают снижение КПД, что особенно существенно сказывается в турбинах с небольшим объемным пропуском пара.

Для того чтобы обеспечить высокую экономичность турбины, следует стремиться выдерживать малые радиальные и осевые зазоры в проточной части турбины. Радиальные зазоры зависят не только от диаметра ротора, но и от точности изготовления турбины и ее монтажа. Современная технология изготовления, использующая станки с числовым программным управлением и обрабатывающие центры, позволяет уменьшить расчетные значения зазоров. Радиальные зазоры зависят также от жесткости ротора и корпуса. Для уменьшения осевых зазоров необходимо сократить осевые перемещения ротора относительно статорной части турбины, которые оказываются значительными в многоцилиндровых турбинах с расположением упорного подшипника у конца ротора. Поэтому, скажем, в двухцилиндровых турбинах направление потоков в цилиндрах выполняется противоположным, а упорный подшипник располагается между цилиндрами. В пятицилиндровых турбинах насыщенного пара К-550-6,4 и К-750-6,4 ХТЗ, К-1000-5,9/50 ЛМЗ первый цилиндр ЦВД располагается посередине турбины, рядом с ним упорный подшипник, а четыре ЦНД по два с каждой стороны ЦВД.

Следует иметь в виду, что неизбежные (в пределах допусков) отклонения в размерах облобачивания, несколько отличающиеся от расчетных зазоры в турбинах, что вызывается допусками при монтаже и воздействием условий эксплуатации, а также переменные и переходные режимы работы турбины приводят к изменению по сравнению с первоначальным расчетным значением усилия R_r действующего на упорный подшипник. Все это должно учитываться при проектировании турбины. Детально вопрос об изменениях усилия R_r из-за упомянутых и ряда других причин рассматривается в § 8.8.

Вопросы к пятой главе

1. Какие сравнительные достоинства и недостатки и в каких случаях имеют многоступенчатые паровые турбины: активного и реактивного типов?
2. В какой ступени многоступенчатой турбины достигаются наибольшие числа M ? Почему?
3. Почему регулирующие ступени всегда выполняются активного типа?
4. В какой группе ступеней многоступенчатой турбины обычно достигается наивысший КПД? Почему?
5. Какие преимущества многоступенчатой турбины позволяют достигнуть высокого КПД проточной части?
6. От каких факторов и параметров зависит коэффициент возврата теплоты?
7. Почему при проектировании проточной части высокого давления на одинаковые теплотергаты частоту вращения и при оптимальном отношении скоростей u/c_r для каждой ступени КПД отсека с большим числом ступеней будет выше? Перечислите все факторы, определяющие это повышение КПД.
8. Чем объясняется понижение экономичности групп ступеней работающих на влажном паре? Каковы пути и способы снижения отрицательного воздействия влаги на КПД турбины?
9. В ЧВД турбины насыщенного пара потери от влажности больше, скажем, в пятой ступени, чем в третьей. Объясните, почему.
10. Как меняется влажность по высоте последней ступени турбины?
11. Какие виды эрозии встречаются в паровых турбинах? Каковы пути борьбы с эрозией? Каково физическое объяснение появления и развития эрозии?
12. Почему во влажно-паровых турбинах в ступенях высокого давления в отличие от последних ступеней ЧНД не наблюдается эрозии входных кромок рабочих лопаток?
13. Чем различаются активный и пассивный методы борьбы с эрозией лопаток?
14. Средняя влажность в проточной части турбины составляет 4%. Примерно на сколько относительных процентов вследствие этого снизится КПД турбины?
15. Какие идеи заложены в конструкции ступеней сепараторов?
16. К чему приводит коррозионное воздействие на элементы турбин? В каких местах турбины, в каких ее элементах оно наиболее часто встречается? Каковы пути предотвращения коррозионного распространения материала ротора и статорной коррозии рабочих лопаток?
17. Для чего служат концевые уплотнения разных частей турбины ЧВД и ЧНД? Что предпринимается для исключения парения в уплотнениях?
18. В каких местах турбин применяются концевые уплотнения ступенчатой или радиальной конструкции? Что такое тепловые канавки? Для чего они применяются? Каковы их недостатки? Сравните уплотнения с губками установленными на роторе и на статорной части турбины.
19. Как выбирают радиальные зазоры в лабиринтовых уплотнениях?
20. Где больше утечка (в кг/с) через переднее концевое уплотнение в турбине К 50 8,8 или К 25 3,5? Размер (площадь зазоров, число губчатой или уплотнений) в рассматриваемых турбинах одинаков. Также одинаковы теплотергаты регулирующих ступеней.

21. Клапаны каких видов (по назначению) применяются в паровых турбинах? Какие к ним предъявляются требования? Назовите принципиально различные конструкции регулирующих клапанов паровых турбин

22. В чем различие конструкции (и условия течения) выходных патрубков частей высокого и низкого давления конденсационных турбин?

23. Что называется коэффициентом потерь и коэффициентом полных потерь выходного патрубка? При каких значениях последнего в патрубке происходит восстановление давления?

24. Какие составляющие определяют осевое усилие в активного типа ступени? Какие из них и в каких случаях оказывают преобладающее влияние на осевое усилие в ступени и во всей проточной части?

25. Какие применяются способы уравнивания осевого усилия и уменьшения усилия, действующего на упорный подшипник многоступенчатой турбины?

26. Что такое разгрузочный диск (думисс)? Каковы его достоинства и недостатки?

27. Почему в цилиндрах высокого и среднего давления турбин реактивного типа применяется барабанная конструкция ротора, а в турбинах активного типа — дисковая?

Приложение 1. Термодинамические свойства водяного пара

При тепловых расчетах паротурбинных установок, собственно паровых турбин и их элементов необходимо знать параметры пара. Определять эти параметры можно и это наиболее наглядно — с помощью h, s -диаграммы. Однако в ряде случаев расчеты с помощью h, s -диаграммы особенно если по ним брать наиболее распространенными диаграммами, построенными в масштабе $4 \text{ кДж/кг} \cdot 1 \text{ мм}$ и $0,01 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} \cdot 1 \text{ мм}$ [39], недостаточно точны.

Использование ЭВМ для расчетов потребовало разработки аналитических зависимостей для свойств и параметров водяного пара. Широко используются аналитические зависимости, приведенные в [39]. В то же время для многих инженерных, а тем более для учебных расчетов точность этих зависимостей высока, а сами зависимости довольно сложны и не всегда удобны для решения задач применительно к паровым турбинам.

В связи с этим ниже приводятся относительно простые зависимости для параметров водяного пара [18а], на основе которых решена большая часть задач.

Исходные формулы. Все расчеты ведутся по изохронте, т. е. при заданных параметрах состояния p, h определяется изохронта, которой принадлежит точка процесса p, h . Изохронта характеризуется точкой пересечения ее с линией насыщения. На линии насыщения все параметры имеют индекс s (рис. П.1). Параметры на линии насыщения характеризуются давлением p_s , энтальпией h_s , удельным объемом v_s , а также вспомогательными безразмерными коэффициентами a_s, b_s .

В приведенных ниже формулах и подпрограммах приняты следующие единицы физических вели-

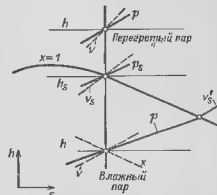


Рис. П.1 К программам для термодинамических свойств водяного пара

при λ - давление p МПа, энтальпия h кДж/кг, удельный объем v м³/кг, сухость x безразмерна

Параметры на линии насыщения

$$h_s = 7675,7(10p_s)^n \quad (1)$$

$$\epsilon_s = 1,6946(10p_s)^m, \quad (2)$$

$$m = -0,93561 - 5148 \cdot 10^{-6} p_s - 13 \cdot 10^{-6} p_s^2 \quad (3)$$

Если $p_s \geq 0,4953$ то

$$n = (174924 - 13187p_s)10^{-7} \quad (4)$$

Если $p_s < 0,4953$ то

$$n = n + [0,625 \ln(10p_s) - 1] \cdot 10^{-3} \quad (4')$$

Для состояния пара вне линии насыщения основной переменной является отношение давлений $\epsilon_s = p/p_s$. Для перегретого пара $\epsilon_s = p_s/p_s = 1$, для влажного пара $\epsilon_s = p_v/p_s < 1$

Энтальпия

$$h = h_s \epsilon_s^{a_s + 1,5h_s \epsilon_s} \quad (5)$$

Удельный объем

$$v = \frac{h}{1000p} [a_s + h_s \ln \epsilon_s] \quad (6)$$

Здесь коэффициент

$$a_s = 1000 [1,2 + h_s] h_s = 0,63333 p_s (10p_s)^n \quad (7)$$

Коэффициент h_s

для перегретого пара т.е. при $\epsilon_s > 1$

$$h_s = [12 - 0,01012 \ln^2(10p_s) - 0,04563 \ln^3(10p_s) - 0,01795 \ln(10p_s)] \cdot 10^{-3}; \quad (8)$$

для влажного пара при $p_s > 2,009$

$$h_s = (376 - 975 \cdot 10^{-2} p_s - 5125 \cdot 10^{-3} p_s^2) \cdot 10^{-3}; \quad (8a)$$

при $p_s < 2,009$

$$h_s^* = h_s - [0,73 - 0,2433 \ln(10p_s)] \cdot 10^{-3} \quad (8b)$$

Сухость пара (только для влажного пара, т.е. при $\epsilon_s < 1$)

$$x = (1 - 0,001) / [\epsilon_s^* - 0,001] \quad (9)$$

В связи с тем что в h - s -диаграммах и многих книгах давление пара дается в барах, то исходные формулы бы и также составлены для давления в барах. Поэтому в приводимых ниже подпрограммах для универсальности использования коэффициенты не пересчитаны, а давление дается как $10p$ (перевод в мегапаскали), см., например формулы (1) (2) и др.

Если $x > 1$ то пар перегретый

Здесь x определяется по формуле (6), а ϵ_s^* по формуле (2), куда подставляется давление насыщения p_s на основной изотропе, и давление p (см. рис. П1). Формула (9) при $x < 0,85$ дает заметную погрешность.

Подпрограммы. Подпрограммы представлены на Фортране, однако они могут быть легко переработаны для ЭВМ любого типа, включая мини- и мэйнфреймы с программированием. Инцификаторы:

p	h	ϵ	p_1	x	p_s	ϵ_s	a_s	h_s
P	H	V	$P1$	X	PS	VS	AS	BS

Подпрограмма HAS по заданным параметрам p и h находится изотропа, определяемая через p_s , h_s , a_s , h_s . Если $h_s < h$, то исходное состояние принадлежит перегретому пару, если $h_s > h$ то влажному.

Поскольку для определения изотропы по формулам (5), (7) и (8) необходима итерация то задается точность для определения давления p_s принятая в приведенных подпрограммах равной 0,1%.

```

001 SUBROUTINE HAS(P,H,PS,HS,US,AS,BS)
002 IF(P=3.)21,10,10
003 10 PS=3.
004 GO TO 22
005 21 PS=P
006 22 A2=-0.93561-(5148.*PS+13./PS)/10.**6
007 US=1.6946*(10.*PS)**A2
008 T=(0.625*ALOG(10.*PS)-1.)/1000.
009 IF(T)12,12,11
010 11 T=0.
011 12 A1=(174924.-13182.*PS)/10.**7+T
012 HS=2675.7*(10.*PS)**A1
013 AS=1000.*PS*US/HS
014 V=ALOG(P/PS)
015 AS=1698.-2433.*ALOG(PS)
016 IF(AS)13,13,14
017 13 AS=0.
018 14 IF(V)16,16,15
019 16 BS=(37600.-975.*PS-512.5*PS**2-A3)/10.**7
020 GO TO 17
021 15 AL=ALOG(10.*PS)
022 B1=0.0102*AL+0.00563
023 B2=B1*AL+0.01795
024 BS=(12.-B2*AL)/1000.
025 17 A4=1./((AS+BS**1/2.))
026 PS1=P*(HS/H)**A4
027 PS1=ABS(1.-PS/PS1)
028 IF(D=0.0001)23,24,24
029 PS=PS1
030 GO TO 22
031 23 PS=P1
032 RETURN
033 END

```

В подпрограмме TPFM1 по заданной изэнтропе, для которой по HAS определены p_0, h_0, a_0, b_0 , по любому заданному начальному давлению p определяют ся значения h , удельный объем v , произведение pv и для вязкого пара сухость x

```

001 SUBROUTINE TERM1(P,H,V,X,PV,PS,HS,AS,BS)
002 Y=ALOG(P/PS)
003 V=H*(AS+BS*Y)/(1000.*P)
004 IF (H-HS)26,26,25
005 25 X=1.
006 GO TO 27
007 26 A21=-0.93561-(5148.*P+13./P)/10.**6
008 X=(V-0.001)/(1.6946*(10.*P)**A21-0.001)
009 PV=P*V
010 RETURN
011 END

```

В подпрограмме TPFM2 по заданной изэнтропе производится определение параметров пара по исходному значению энthalпии $h(PI)$ в точке I , т.е. определяются $p(PI)$, $v(PI)$, $pv(PI)$ и $x(XI)$.

```

001 SUBROUTINE TERM2(H1,P1,V1,PV1,X1,PS,HS,AS,BS)
002 B1=ALOG(H1/HS)
003 B2=AS
004 B3=BS/2.
005 YA=(-B2+SQRT(B2**2-4.*B3*(-B1)))/(2.*B3)
006 E=H1-HS
007 P1=PS*EXP(YA)
008 V1=H1*(AS+BS*ALOG(P1/PS))/(1000.*P1)
009 IF (E)34,33,33
010 33 X1=1.
011 GO TO 35
012 34 A23=-0.93561-(5148.*P1+13./P1)/10.**6
013 X1=(V1-0.001)/(1.6946*(10.*P1)**A23-0.001)
014 35 PV1=P1*V1
015 RETURN
016 END

```

Подпрограмма TPFM3 аналогична программе TPFM2, но исходным для точки I является давление $p(PI)$

При необходимости используется комбинация из указанных подпрограмм. Например, используя HAS и TPFM3, определяется сразу раснозначный температурный h_0, h_1 т.е. разность H III и д

```

001 SUBROUTINE TERM3(P1,H1,V1,PV1,X1,PS,HS,AS,BS)
002 AL=ALOG(P1/PS)
003 H1=HS*(P1/PS)**(AS+BS*AL/2.)
004 V1=H1*(AS+BS*AL)/(1000.*P1)
005 A23=-0.93561-(5148.*P1+13./P1)/10.**6
006 X1=(V1-0.001)/(1.6946*(10.*P1)**A23-0.001)
007 PV1=P1*V1
008 RETURN
009 END

```

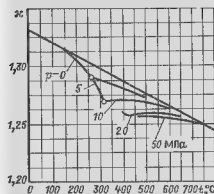


Рис П2 Показатель изэнтропии для перегретого водяного пара

Показатель изэнтропии. Для перегретого водяного пара в большинстве расчетов турбин достаточной точности дает использование показателя изэнтропии $x = 1,30$. Однако в некоторых более детальных расчетах, например при оценке моделирования процессов требуется использование более точного значения показателя $x = f(p, t)$. В этом случае можно воспользоваться рис П2, где в диапазоне параметров перегретого пара $p=0-50$ МПа и $t=50-700$ °C значения изэнтропии меняются от $x=1,25$ до $x=1,325$.

Для влажного пара, при расчете элементов турбины вблизи линии насыщения (например, в первой ступени ЦВД турбин насыщенного пара, в ступенях ЦНД) процесс расширения, в котором пересекает линию насыщения и конденсация пара не успевает полностью завершиться) следует принимать значение $x = 1,30$. Для последующих ступеней при параметрах ниже линии Вильсона, т.е. при $x < 0,965-0,980$ для инженерных и учебных расчетов можно пользоваться формулой

$$x = 1,035 + 0,1x$$

Кинематическая вязкость λ принимается по таблицам [39]. Для местных расчетов можно брать значение λ по рис П3

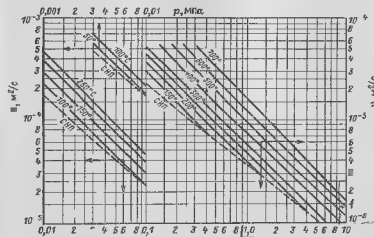


Рис П3 Кинематическая вязкость водяного пара

Таблица III Газодинамические функции

Параметр	κ	τ	φ
$\varepsilon = p/p_0$	ε	$\tau^{1/\kappa}$	$\varphi^{-\kappa}$
$T = T/T_0$	ε^m	τ	$\varphi^{1/\kappa}$
$\varphi = v/v_0$	$\varepsilon^{1/\kappa}$	$\tau^{1/\kappa}$	φ
$M = c/a_0$	$\sqrt{\frac{2}{\kappa-1}(\varepsilon^m - 1)}$	$\sqrt{\frac{2}{\kappa-1}\left(\frac{1}{\tau} - 1\right)}$	$\sqrt{\frac{2}{\kappa-1}(\varphi^{1/\kappa} - 1)}$
$\lambda = c/a_\infty$	$\sqrt{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}(1 - \varepsilon^m)}$	$\sqrt{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}(1 - \tau)}$	$\sqrt{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}(1 - \varphi^{1/\kappa})}$
$q = \frac{c_i^2}{c_i} \frac{1}{\lambda}$	$\sqrt{A \left[\varepsilon^{2/\kappa} - \frac{\kappa+1}{\kappa-1} \right]}$	$\sqrt{A \left(\tau^{2/\kappa} - \frac{\kappa+1}{\kappa-1} \right)}$	$\sqrt{A [\varphi^{2/\kappa} - \frac{\kappa+1}{\kappa-1}]}$

$$m = \frac{\kappa+1}{\kappa}, \quad \lambda = \sqrt{\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{1/\kappa} \frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad \tau = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{1/\kappa} A \quad \frac{2\left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{1/\kappa}}{\kappa-1}$$

Параметр	M	λ
$\varepsilon = p/p_0$	$\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2\right)^{1/\kappa}$	$\left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right)^{1/\kappa}$
$T = T/T_0$	$\frac{1}{1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2}$	$1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2$
$\varphi = v/v_0$	$\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2\right)^{1/\kappa}$	$\left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right)^{1/\kappa}$
$M = c/a_0$	M	$\frac{\lambda}{\sqrt{1 + \frac{\kappa-1}{2}(1 - \lambda^2)}}$
$\lambda = c/a_\infty$	$M \sqrt{2 + (\kappa-1) M^2}$	λ
$q = \frac{c_i^2}{c_i} \frac{1}{\lambda}$	$M \left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} \times \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2\right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}}$	$\lambda \left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \times \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}$

$$m = \frac{\kappa+1}{\kappa}, \quad \lambda = \sqrt{\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{1/\kappa} \frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad \tau = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{1/\kappa} A \quad \frac{2\left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{1/\kappa}}{\kappa-1}$$

Приложение 3 Характеристики некоторых профилей МЭИ представлены в табл. П.2, а сами профили и каналы ряда турбинных решеток на рис. П.4

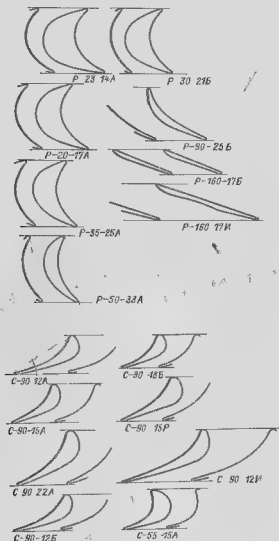


Таблица П.2 Характеристики профилей МЭИ

Обозначение профиля	$\alpha_{1,2}$ β_{20} град	$\alpha_{1,2}$ β_{20} град	$L_{\text{кр}}$	$M_{1-1}^{\text{кр}}, M_{2-2}^{\text{кр}}$	F_1 см	F_2 см ²	$L_{\text{кр}}$ см	$L_{\text{кр}}$ см ²	H см
C-90-09A	8 11	70 120	1,72 0,85	До 0,90	6,06	3,45	0,416	0,471	
C-90-12A	11 14	70 120	0,72 0,87	До 0,85	6,75	4,09	0,591	0,575	
C-90-15A	13 17	70 120	0,70 0,85	До 0,85	5,15	3,3	0,36	0,45	
C-90-18A	16-20	70 120	1,71 0,80	До 0,85	4,71	2,72	0,243	0,333	
C-90-22A	20 24	70 120	0,70 0,80	До 0,90	4,5	2,35	0,167	0,265	
C-90-27A	24 30	70 120	0,65 0,75	До 0,90	4,5	2,03	0,116	0,195	
C-90-33A	30 36	70 120	0,65 0,75	До 0,90	4,5	1,84	0,090	0,163	
C-90-38A	35 47	70 120	0,60 0,73	До 0,90	4,5	1,75	0,083	0,141	
C-55-15A	12 18	45 75	0,72 0,87	До 0,90	4,5	4,41	1,195	0,517	
C-55-20A	17 23	45 75	0,70 0,85	До 0,90	4,15	3,15	0,773	0,755	
C-45-25A	21 28	35 65	0,60 0,75	До 0,90	4,38	3,30	0,701	0,536	
C-60-30A	27 34	45 85	0,57 0,70	До 0,90	3,46	1,40	0,118	0,154	
C-65-20A	17-23	45 85	0,69 0,70	До 0,90	4,5	2,26	0,338	0,348	
C-70-25A	22 28	55 90	0,50 0,67	До 0,90	4,5	1,89	0,242	0,238	
C-90-12B	10 14	70 130	0,72 0,87	0,85 1,15	5,66	3,31	0,388	0,470	
C-90-15B	13 17	70 120	0,70 0,85	0,85 1,15	5,2	3,21	0,226	0,414	
C-90-12P	10 14	70 130	0,58 0,68	1,4 1,8	4,19	2,30	0,137	0,238	
C-90-15P	13 17	70 130	0,55 0,68	1,4 1,7	4,2	2,00	0,153	0,238	
P-23-14A	12-16	70-30	0,60 0,75	До 0,90	2,59	1,44	0,43	0,39	
P-26-17A	15 19	33 35	0,60 0,70	До 0,90	2,37	2,07	0,215	0,275	
P-30-21A	19 24	25 40	0,58 0,68	До 0,90	2,56	1,85	0,305	0,373	
P-35-25A	22 28	30 50	0,55 0,65	До 0,85	2,34	1,62	0,181	0,168	
P-46-29A	25-32	44 60	0,45 0,58	До 0,85	2,56	1,72	0,071	0,112	
P-60-33A	30 36	47 65	0,43 0,55	До 0,85	2,56	1,02	0,044	0,079	
P-60-38A	35 42	55 75	0,41 0,51	До 0,85	2,61	0,76	0,018	0,035	
P-73-14A	12 16	20 30	0,60 0,75	До 0,90	2,39	2,35	0,357	0,361	
P-26-17A	15 19	71 45	0,60 0,70	До 0,90	2,57	1,81	0,152	0,135	
P-27-17B	15 19	23 45	0,57 0,65	0,8 1,15	2,54	2,06	0,796	0,706	
P-27-17B	15 19	23 45	0,57 0,68	0,85 1,15	2,54	1,79	0,216	0,216	
P-30-21B	19 24	25 40	0,55 0,65	0,85 1,10	2,41	1,11	0,073	0,101	
P-35-25B	22 28	30 50	0,58 0,65	0,85 1,10	2,52	1,51	0,126	0,159	
P-21-18P	16 20	14 24	0,60 0,70	1,3 1,6	2,0	1,16	0,118	0,142	
P-25-22P	20 24	23 27	0,54 0,67	1,35 1,6	2,0	0,99	0,084	0,100	

Рис. П.4 Некоторые профили турбинных решеток, разработанные МЭИ

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Аркадьев Б. А. Режимы работы турбоустановок АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1986.
- 2 Бонесков Е. И., Ноффе Л. С. Теплофикационные паровые турбины — 2-е изд. М.: Энерготомиздат, 1986.
- 3 Турбоустановка КТ-1070-60/1500/М. А. Вирченко, В. А. Матвеево. Б. А. Аркадьев и др. // Энергомашиностроение. 1986. № 8.
- 4 Волков О. Д., Пескоп Ю. П., Лисицкий Ф. А. Теплофикационные паровые турбины Ленинградского металлургического завода // Теплоэнергетика. 1984. № 12.
- 5 Пескоп Ю. Н., Муранов Ю. С., Цветков А. М. Паровая турбина К-450-130 для ПГУ-800 // Теплоэнергетика. 1987. № 8.
- 6 Вульман Ф. А., Корягин А. В., Кривошей М. З. Математическое моделирование тепловых схем. М.: Машиностроение, 1985.
- 7 Тисен В. П. Численные решения прямой задачи расчета трехмерного течения в турбинной ступени // Теплоэнергетика. 1982. № 11.
- 8 Турбины паровые стационарные для приводов турбогенераторов. Типы и основные параметры. ГОСТ 3618-82. М.: Изд-во стандартов, 1982.
- 9 Турбины паровые стационарные для атомных и тепловых электростанций. Общие технические требования. ГОСТ 24277-85, ГОСТ 24278-85. М.: Изд-во стандартов, 1985.
- 10 Турбины паровые стационарные для приводов компрессоров и установок. Типы, основные параметры и общие технические требования. ГОСТ 20689-80. М.: Изд-во стандартов, 1980.
- 11 Система показателей качества продукции. Турбины паровые стационарные. Номенклатура показателей. ГОСТ 4424-86. М.: Изд-во стандартов, 1986.
- 12 Дейч М. Е., Зарвакин А. Е. Гидрогазодинамика. М.: Энергоатомиздат, 1983.
- 13 Дейч М. Е., Троицкий В. М. Исследования и расчеты ступеней осевых турбин. М.: Машиностроение, 1964.
- 14 Дейч М. Е., Филиппов Г. А. Двухфазные течения в элементах теплоэнергетической аппаратуры. М.: Энергоатомиздат, 1987.
- 15 Дейч М. Е., Филиппов Г. А., Лазарев И. Я. Атлас профилей решеток осевых турбин. М.: Машиностроение, 1965.
- 16 Костюк А. Г., Кузнецов А. И., Трухманов А. Д. Сборник задач по динамике и прочности турбомашин. М.: Машиностроение, 1990.
- 17 Драга И. Паровая турбина 1000 МВт для атомной электростанции // Шола Реню. 1987. № 1.
- 18 Зарвакин А. Е. Совершенствование регулирующих клапанов паровых турбин // Теплоэнергетика. 1986. № 11.
- 19 Иванов В. А. Регулирование энергоблоков. Л.: Машиностроение, 1982.
- 20 Иванов В. А. Режимы мощных паротурбинных установок. 2-е изд. Л.: Энергоатомиздат, 1986.
- 21 Индурский М. С., Бойцова Э. А., Кузнецов О. А. Простые формулы для параметров водяного пара в расчетах турбин // Теплоэнергетика. 1982. № 4.
- 22 Канев А. А., Корнеев М. И. Парогазовые установки. Л.: Машиностроение, 1974.
- 23 Кириллов И. И., Иванов В. А., Кириллов А. И. Паровые турбины и паротурбинные установки. Л.: Машиностроение, 1978.
- 24 Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин. М.: Машиностроение, 1982.
- 25 Костюк А. Г., Троицкий В. М., Трухманов А. Д. О структуре энергетических мощностей в европейской части СССР и путях решения проблемы минимизации // Теплоэнергетика. 1986. № 6.
- 26 Косык Ю. Ф. Развитие атомного турбостроения в ПО «Турбоатом» // Теплоэнергетика. 1987. № 8.
- 27 Косык Ю. Ф., Галаган В. Н., Палей В. А. Эксплуатация турбин АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1983.
- 28 Лапина К. Л. Многорежимная оптимизация проточных частей осевых турбин // Теплоэнергетика. 1986. № 1.
- 29 Ленин А. В., Боринский К. Н., Косов Е. Д. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. М.: Машиностроение, 1981.
- 30 Маргулова Г. Х., Подушко Л. А. Атомные электрические станции. М.: Энергоатомиздат, 1982.
- 31 Образование агрессивных сред на дисках турбин // Теплоэнергетика. 1986. № 11.
- 32 Поваров О. А., Томаров Г. В. Эрозивно-коррозионный износ металла паровых турбин // Теплоэнергетика. 1985. № 9.
- 33 Паровые турбины малой мощности КТЗ/В. И. Кирихин, Н. М. Тараненко, Е. П. Огурцова и др. М.: Энергоатомиздат, 1987.
- 34 Паровая турбина К-300-240 ХТЗ/Под ред. Ю. Ф. Косыка. М.: Энергоатомиздат, 1982.
- 35 Паровая турбина К-500-240 ХТЗ/Под ред. В. Н. Саввина. М.: Энергоатомиздат, 1984.
- 36 Паровые и газовые турбины. Под ред. А. Г. Костюка и В. В. Фролова. М.: Энергоатомиздат, 1985.
- 37 Паровые и газовые турбины. Сборник энциклопедии. Б. М. Троицкий, Г. С. Самойлович, В. В. Нитусов, А. И. Зинин. М.: Энергоатомиздат, 1987.
- 38 Паровые турбины сверхкритического давления ЛМЗ/Под ред. А. П. Огурцова и В. К. Рыжкова. М.: Энергоатомиздат, 1991.
- 39 Паротурбинные установки атомных электростанций. Под ред. Ю. Ф. Косыка. М.: Энергия, 1978.
- 40 Паротурбинные энергетические установки. Отраслевой каталог. М.: НИИЭИ Информэнерго, 1988.
- 41 Плоткин Е. Р., Дрейерова А. Ш. Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков. М.: Энергия, 1980.
- 42 Ривкин С. А., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара // Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1984.
- 43 Рыжков В. Я. Тепловые электрические станции. М.: Энергоатомиздат, 1987.
- 44 Рыжков В. К. Паровая турбина мощностью 800 МВт // Теплоэнергетика. 1986. № 9.
- 45 Рыжков В. К. Одновальная быстроходная паровая турбина К-1200-240 ЛМЗ // Теплоэнергетика. 1985. № 8.
- 46 Самойлович Г. С. Гидрогазодинамика. М.: Машиностроение, 1990.
- 47 Самойлович Г. С., Нитусов В. В. Сборник задач по гидроэромультипликации. М.: Машиностроение, 1986.
- 48 Самойлович Г. С., Троицкий В. М. Переходные и переходные режимы в паровых турбинах. М.: Энергоатомиздат, 1982.

46. Трояновский Б. М. Турбины для атомных электростанций. 2-е изд. М: Энергия, 1978.
47. Трояновский Б. М., Майорский Е. В. Профилирование решеток для ступеней низкого давления мощных газовых турбин // Теплоэнергетика. 1986. № 12.
48. Трояновский Б. М., Филиппов Г. А., Булкин А. Е. Паровые и газовые турбины атомных электростанций. М: Энергоатомиздат, 1985.
49. Трухильо А. Д. Стационарные паровые турбины. М: Энергоатомиздат, 1990.
- 49а. Установки турбинные паровые стационарные для привода электрических генераторов ТЭС. Общие технические требования ГОСТ 24278-89. М: Изд-во стандартов, 1989.
50. Филиппов Г. А., Попов О. А. Сепарация влаги в турбинах АЭС. М: Энергия, 1980.
51. Фалдеев И. П. Эрозия влажнотепловых турбин. Л: Машиностроение, 1974.
52. Чернышский Н. С. Выбор параметров пара для ПГУ с котлом-утилизатором // Теплоэнергетика. 1986. № 3.
53. Щегляев А. В. Паровые турбины. 5-е изд. М: Энергия, 1976.
54. Nagayama T. Turbine Performance Improvement by Full 3-D Design Blades // Mitsubishi Juko Cmo. 1989. № 1.
55. Gloger M., Janke M., Neumann K. Zur Auslegung von ND-Beschleunigungen für Dampfströme // VGB Kraftwerkstechnik. 1989. № 8.
56. Пространственное профилирование сопловой решетки последней ступени мощной паровой турбины / Ф. П. Борисов, В. И. Верецкий, М. Я. Иванов и др. // Теплоэнергетика. 1991. № 8.
57. Печугин И. И., Нежесин Ю. Н., Трояновский Б. М. Разработка для мощных паровых турбин ЦНД повышенной пропускной способности // Теплоэнергетика. 1990. № 5.
58. Трояновский Б. М. Энергетические паровые турбины // Теплоэнергетика. 1991. № 11.
59. Пути совершенствования турбоустановок АЭС / М. А. Вирченко, Ю. Ф. Косяк, Е. В. Лещенко и др. // Теплоэнергетика. 1991. № 11.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- А**
- Автоматическое регулирование 22
- Автомодельность 132
- Аэродинамические характеристики решеток 121
- обобщенные 152
- АЭС 16, 58
- Б**
- Балласт турбинной топчатки 305, 308
- В**
- Верность 118, 213
- Влажная линия 163
- Влага крупнодисперсная 285
- Влажность 160, 281
- Влажный пар 329
- Водяного пара таблицы 102
- Г**
- Горло лопаточной решетки 117
- Градиент давлений 123
- Д**
- Давление разделительное 61
- Двухфазный агрегат 374
- Двухфазная среда 159
- Дезагрегатор 56
- Диафрагма 12, 273, 308
- Диска трения 250
- Дисперсность влаги 160
- Дросселирование 115
- Думисе 365
- Ж**
- Жидкость сжимаемая 100
- З**
- Закрутки закон 203, 215
- И**
- Излом на сланке профиля 141, 221
- Изотропы показатель 108
- уравнение 102
- К**
- Корно цикл 34
- Кувшинная система 353
- потери 354
- Кувшины 346
- Кольцевая площадь рабочей решетки 176
- Комбинированная выработка энергии 46
- Конденсатор 45
- Котел 27
- Котел-утилизатор 65
- Коэффициент возврата тепла 327
- готовности 371
- использования мощности 370
- подыма потерь патрубка 351
- рабочего времени 370
- номера 115, 122
- расхода 122, 144
- скопления 160
- скорости 153
- КПД абсолютный 28, 40
- нетто 22
- относительный лопаточный 181
- внутренний 30, 249
- электрического генератора 31
- Л**
- Лавать 9
- Лабиринтное уплотнение 21, 267
- Лопатки сбалансированные 225
- рабочие 21
- содовые 21
- М**
- Маха число 107, 122, 131
- Меридиональное профилирование 138, 306, 307
- Мощность 31
- на базе тепловое потребление 49
- огражден 180
- собственных пудж 32
- эффективный 31
- максимальная 369
- номинальная 369
- Мощностей классификация 32
- П**
- Напряжения в лопатках изгибные 193, 234
- растяжения 234
- Наработка на отход 371
- О**
- Обозначения типов турбин 71
- Окружающее условие 125, 176
- Оптимизация 290
- Осевые условия 359
- уравновешивание 365
- Отклонение предельное 149
- Отношение давлений критическое 107

Отношение движений	оптимальное	Степень скорости	235, 256, 306, 316
— 184, 240, 246, 256		— типа Юнгстрем	244
— предельное 149		Ступень-сепаратор	338
— скорости 182			

П

Парогенератор	58
Паронс	9
Паривальность	189, 253
— оптимальная	259
Патрубок выходной	355
— эффективность	358
ПГУ	64
— бинарность	65
Переохлаждение	162
Переход использованный	30
— расходящийся	79
Пограничный слой	111
Потери полные	127
— концевые	127, 135
— кромочные	126
— от влажности	168, 283
— — — — —	168, 283
— — — — —	254
— трения	251
— утечек	274
— профилированные	126
Промежуточный перегрев	39
Проточная часть ступени	312

Р

Работа расширяемая	28
Расход критический	108
— приведенный	109
Реактивности степень	174, 186
Регенеративный подогрев воды	50
Рейновская числота	112
Резина цикл	27, 34
Решетка профилей	116, 219
— расширяющаяся	143, 152, 222
— сужающаяся	139

С

Сепарация влаги	61
САПР	133
Скорость звука	106, 110
— критическая	37
— фактивная	182
Сопловое распределение	22
Сопловые коромысла	300
— сегменты	299
Стоймость выловит-чиста	371
Ступень активного типа	173
— модельная	225
— осевая	115, 173
— радиально-осевая	244
— реактивного типа	11, 173, 280, 296, 318
— регулирующая	21, 305

382

Т

Тепловая схема	55
Теплопередач использованный	30
— расширяемый	29, 107
Торможения параметры	106
Трансзвуковая скорость	140
Треугольники скоростей	174
Турбина двухваловая	15
— конденсационная	20
— одновальная	15
— осевая	32
— радиальная	13
— с противодавлением	47
— Юнгстрем	12
Турбоагрегат	23
Турбулентность	122

У

Удельный расход пара	33, 210
— теплоты	33
Угол выхода потока	146
— осевый	117, 134
— установившийся	130
— эффективный	118
Уплотнение концевое	339
Уплотнения сачок	139
Упорный подшипник	360
Уравнение изохоры	102
— количества движения	103, 201
— неравновесия	103, 201
— радиального равновесия	202
— — — — —	208
— — — — —	101
— сохранения энергии	104, 202
Условный градиент давления	163
Утечка	267

Ф

Фанно линия	268
-------------	-----

Ц

Цикл идеальный регенеративный	52
— эквивалентный	33

Ш

Шероховатость	114, 132
---------------	----------

Э

Эйлера уравнение	201
Эквивалентная температура	34
Эквивалентный зазор	2
Эрозия	333

ОГЛАВЛЕНИЕ ПЕРВОЙ КНИГИ

Предисловие к 6-му изданию	6
Глава первая. Тепловые циклы турбинных установок	8
1.1. Краткий исторический обзор развития паровых турбин	8
1.2. Пример конструкции паровой турбины	17
1.3. Тепловой цикл и влияние параметров пара на КПД турбинной установки	27
1.4. Комбинированная выработка тепловой и электрической энергии	46
1.5. Регенеративный подогрев питательной воды	50
1.6. Турбинные установки атомных электростанций	58
1.7. Парогазовые установки	64
1.8. Основные типы паровых турбин для привода электрических генераторов	70
Глава вторая. Течение пара в турбинных решетках	100
2.1. Основные уравнения движения сжимаемой жидкости	100
2.2. Реальное течение пара в каналах	111
2.3. Турбинные решетки	115
2.4. Реальное течение пара в турбинных решетках	126
2.5. Сверхзвуковое обтекание решеток	138
2.6. Коэффициенты расхода и углы выхода потока из турбинных решеток	144
2.7. Обобщенные аэродинамические характеристики турбинных решеток	152
2.8. Течение влажного пара в турбинных решетках	159
Глава третья. Турбинная ступень	172
3.1. Преобразование энергии в осевой турбинной ступени	172
3.2. Относительный лопаточный КПД	181
3.3. Выбор характеристик и расчет турбинной ступени	185
3.4. Расчет ступени с учетом изменения параметров потока по радиусу	199
3.5. Проектирование ступеней большой скорости и профилирование для них лопаток	213
3.6. Ступени скорости	235
3.7. Радиальные и радиально-осевые ступени	244
Глава четвертая. Определение экономичности и оптимизация турбинных ступеней	249
4.1. Относительный внутренний КПД и потери от трения диска	249
	383

4.2. Парциальный подвод пара. Пример расчета двухступенчатой ступени	253
4.3. Потери от утечек в ступени	267
4.4. Влияние влажности пара на КПД ступени	281
4.5. Оптимизация турбинных ступеней	290
4.6. Примеры конструктивного выполнения ступеней и юбок	298
Глава пятая. Многоступенчатые паровые турбины	321
5.1. Рабочий процесс многоступенчатой паровой турбины	321
5.2. Особенности работы группы ступеней алажным паром	329
5.3. Испытание уплотнения турбины	339
5.4. Клапаны и выходные патрубки	346
5.5. Осевые усилия и способы их уравнивания	359
Приложения	369
Список литературы	378
Предметный указатель	381

Учебное издание

Щегляев Андрей Владимирович

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ
ТЕОРИЯ ТЕПЛОВОГО ПРОЦЕССА
И КОНСТРУКЦИИ ТУРБИН

Книга 1

Редактор А. А. Кузнецов

Художественный редактор В. А. Газак-Хозак

Технический редактор Т. Ю. Андреева

Корректор М. Г. Гулина

ИБ № 2692

Сдано в набор 30.07.91. Подписано в печать 18.05.92. Формат 60x88 1/16.
Бумага офсетная № 2. Гарнитура Таймс. Печать офсетная. Усл. печ. л.
23,52. Усл. изд. л. 23,76. Уч.-изд. л. 24,65. Тираж 1500 экз. Заказ 72
С027

Энергосетиздат 113114, Москва, М-114, Шляховый наб., 10

Московская типография № 9 НПО "Всероссийская книжная галлерея"
Министерства печати и информации Российской Федерации
109033, Москва, Волочаевская ул., 40